

REPORT DOCUMENTATION PAGE

Form Approved OMB No. 0704-0188

Public reporting burden for this collection of information is estimated to average 1 hour per response, including the time for reviewing instructions, searching existing data sources, gathering and maintaining the data needed, and completing and reviewing the collection of information. Send comments regarding this burden estimate or any other aspect of this collection of information, including suggestions for reducing this burden to Washington Headquarters Services, Directorate for Information Operations and Reports, 1215 Jefferson Davis Highway, Suite 1204, Arlington, VA 22202-4303, and to the Office of Management and Budget, Paperwork Reduction Project (0704-0188), Washington, DC 20503.

1. AGENCY USE ONLY (Leave blank)	2. REPORT DATE	3. REPORT TYPE AND DATES COVERED	
	2000	Dissertation	
4. TITLE AND SUBTITLE			5. FUNDING NUMBERS
Untersuchungen zur Optimierung der Kuehlluft-Ausblasekonfiguration fortschrittlicher Turbinenbeschaufelungen Experiments on the Optimization of Cool Air Blow-Off Configurations of Advanced Turbine Blades			
6. AUTHOR(S)			
Wolfgang Ganzert			
7. PERFORMING ORGANIZATION NAME(S) AND ADDRESS(ES)			
Fakultaet fuer Luft- und Raumfahrt Universitaet der Bundeswehr Muenchen			
9. SPONSORING/MONITORING AGENCY NAME(S) AND ADDRESS(ES)			10. SPONSORING/MONITORING AGENCY REPORT NUMBER
11. SUPPLEMENTARY NOTES			
Text in German. Title and abstract in German and English, 224 pages.			
12a. DISTRIBUTION/AVAILABILITY STATEMENT		12b. DISTRIBUTION CODE	
Distribution A: Public Release.			
ABSTRACT (Maximum 200 words)			
Deftly building upon a strong literature on film cooling in aerodynamics, the author observes various film cooling configurations in experiments designed to provide a better understanding of the TRACE-S and FINE/Turbo instruments. The goal is then to put forward the optimal blow-off configurations for the turbine blades under scrutiny. It is claimed that this study differs from its numerous forerunners in that it takes into account not only the standard aerodynamic measurements, but also information on the distribution of heat transfer coefficients on the sucking side of a film-cooled, evenly-keeled turbo grate within the maintenance of the most important similarity parameters.			
14. SUBJECT TERMS			15. NUMBER OF PAGES
German, UNIBW, Turbines, Aerodynamics, Cool-air propulsion, Film cooling, Blow-off configurations, Aero thermodynamics			
			16. PRICE CODE
17. SECURITY CLASSIFICATION OF REPORT	18. SECURITY CLASSIFICATION OF THIS PAGE	19. SECURITY CLASSIFICATION OF ABSTRACT	20. LIMITATION OF ABSTRACT
UNCLASSIFIED	UNCLASSIFIED	UNCLASSIFIED	UL
NSN 7540-01-280-5500			

Standard Form 298 (Rev. 2-89)
Prescribed by ANSI Std. Z39-18
298-102

20021119 045

**Untersuchungen zur Optimierung der
Kühlluft-Ausblasekonfigurationen
fortschrittlicher Turbinenbeschafelungen**

von der
Fakultät für Luft- und Raumfahrt
der Universität der Bundeswehr München

zur Erlangung des Grades
eines Doktor der Ingenieurwissenschaften
genehmigte Dissertation

vorgelegt von

Dipl.-Ing. Wolfgang Ganzert

DISTRIBUTION STATEMENT A
Approved for Public Release
Distribution Unlimited

**Untersuchungen zur Optimierung der
Kühlluft-Ausblasekonfigurationen
fortschrittlicher Turbinenbeschaufelungen**

von der

**Fakultät für Luft- und Raumfahrttechnik
der Universität der Bundeswehr München**

**zur Erlangung des Grades eines
Doktor-Ingenieurs
genehmigte Dissertation**

von

Dipl.-Ing. Wolfgang Ganzert

Copies Furnished to DTIC
Reproduced From
Bound Originals

**1. Berichterstatter: Prof. Dr.-Ing. Leonhard Fottner
2. Berichterstatter: Prof. Ph. D. Dietmar Hennecke**

**Tag der Einreichung: 29.03.2000
Tag der Annahme: 22.07.2000
Tag der Promotion: 03.08.2000**

AQ F03-02-0351

Vorwort

Diese Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Strahlantriebe der Fakultät für Luft- und Raumfahrttechnik der Universität der Bundeswehr München.

Mein besonderer Dank gilt daher dem Institutsleiter Prof. Dr.-Ing. Leonhard Fottner, der die Anregung zu dieser Themenstellung gab. Fachlicher Rat und Unterstützung im Verlauf der Arbeiten trugen maßgeblich zum Gelingen derselben bei. Für das wohlwollende Interesse, das er meiner Arbeit entgegenbrachte und für die Übernahme des Koreferats möchte ich Herrn Prof. Dietmar Hennecke, Ph.D. an dieser Stelle auch meinen Dank aussprechen.

Bedanken möchte ich mich auch bei der Arbeitsgemeinschaft Industrieller Forschungsvereinigungen (AIF) vertreten durch die Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen (FVV) für die finanzielle Unterstützung des Forschungsvorhabens. Dank und Anerkennung zolle ich auch den Mitgliedern des Arbeitskreis der FVV unter der Leitung von Herrn Hans-Jürgen-Dietrichs, die mir mit Rat aus der Praxis der Gasturbinen zur Seite standen.

Für das freundschaftliche Arbeitsklima und die tatkräftige Unterstützung möchte ich mich auch bei meinen ehemaligen Kollegen bedanken. In diesem Zusammenhang möchte ich besonders die Filmkühlungsgruppe, Sabine Ardey und Stefan Wolff, nennen. Nicht unerwähnt lassen möchte ich auch die Herrn Holger Brandt und Thomas Hildebrandt, die durch numerische Untersuchungen zum Verständnis der Filmkühlungsproblematik beitragen. Für die fruchtbaren Diskussionen mit den ehemaligen Kollegen unter ihnen Paola Acton, Robert Leipold und Marc Nagel möchte ich ebenfalls meinen Dank aussprechen.

Experimentelle Untersuchungen erfordern die Unterstützung des technischen Personals, das mir stets mit Rat und Tat zur Seite stand und dem ich daher ebenfalls zu Dank verpflichtet bin.

Nicht zuletzt danke ich meinen Eltern, meinem Bruder und meiner Frau Bianka, die mir alle bei starken Belastungen Rückhalt boten und durch Zuspruch Kraft zu weiteren Arbeitsschritten gaben.

Untersuchungen zur Optimierung der Kühlluft-Ausblasekonfigurationen fortschrittlicher Turbinenbeschaufelungen

Übersicht

Zum Erreichen höherer Gesamtwirkungsgrade von Gasturbinen wird die aerodynamische und thermische Belastung von Turbinen ständig gesteigert. Aufgrund der eingeschränkten zulässigen Materialtemperaturen ist eine weitere, wirtschaftliche Erhöhung der Turbineneintrittstemperaturen nur dann denkbar, wenn durch den Einsatz effizienter Kühlverfahren eine ausreichende Kühlung der dem Heißgas ausgesetzten Komponenten sichergestellt werden kann.

Eine Möglichkeit zur Erhöhung der Turbineneintrittstemperatur stellt die Filmkühlung dar, bei der vom Verdichter entnommene Zapfluft durch Bohrungen aus dem Schaufelinneren auf der Profiloberfläche der Schaufeln ausgeblasen wird und durch die Ausbildung eines schützenden Kühlfilms entlang der Oberfläche den Kontakt von Heißgas mit der Turbinenschaufel verhindert. Da die dem Verdichter entnommene Zapfluft nur teilweise dem Kreisprozeß zur Verfügung steht, ist eine Minimierung des Kühlluftbedarfs erforderlich. Die durch die Ausblasung beeinflußten Strömungsverhältnisse sind mit veränderten aerodynamischen Verlusten verbunden. Es zeigt sich, daß bei der Auslegung von effizienten Filmkühlungskonfigurationen von Turbinenschaufeln eine gemeinsame Optimierung der aerodynamischen und thermischen Parameter von ausschlaggebender Bedeutung ist.

Die vorliegende Arbeit hat das Ziel, Kriterien zur Gestaltung von optimalen Ausblasekonfigurationen auszuarbeiten. Zu diesem Zweck wurden zunächst anhand der Literatur die bisher bekannten, aerodynamischen und thermischen Effekte der Kühlluftausblasung zusammengefaßt. Dabei wurde festgestellt, daß zur Erarbeitung einer optimalen Ausblasekonfiguration von filmgekühlten Turbinenbeschaufelungen sowohl das Verständnis der aerodynamischen Vorgänge als auch Informationen zur Verteilung des Wärmeübergangskoeffizienten auf der Profiloberfläche im Mischungsbereich zwischen den Filmkühlungsstrahlen und der Hauptströmung notwendig sind. Bisher wurden die Untersuchungen zur Filmkühlungsausblasung häufig an vereinfachten Modellgeometrien und unter Nichtbeachtung turbomaschinenähnlicher Bedingungen durchgeführt. Die aktuellen Untersuchungen beinhalten deshalb sowohl aerodynamische Messungen als auch die Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten auf der Saugseite eines filmgekühlten, ebenen Turbinengitters unter Einhaltung der wichtigsten Ähnlichkeitssparameter. Die Größe des Gitters ist dabei so auf die Abmessungen der Meßstrecke abgestimmt, daß sowohl globale Analysen der Gitterströmung als auch lokal detaillierte aerodynamische und thermische Untersuchungen im Bereich der Filmkühlungsbohrungen möglich sind. Da bei aerodynamischen Untersuchungen die Temperaturdifferenz zwischen dem Ausblasemedium und der Hauptströmung nur einen untergeordneten Einfluß besitzt, konnten alle Messungen mit Gleichtemperaturausblasung durchgeführt werden. Die Bestimmung des lo-

kalen Wärmeübergangskoeffizienten erfolgte mit Hilfe einer neu aufgebauten Flüssigkristall-Meßtechnik, welche die Bestimmung des stationären Wärmeübergangskoeffizienten an einer adiabaten Turbinenschaufel erlaubt. Die aerodynamische Belastung des Gitters wurden anhand von Nachlauf- und Profildruckverteilungsmessungen beurteilt. Zur Strömungsanalyse im Mischungsgebiet der Kühlung und der Gitterströmung wurde die Hitzdrahtmeßtechnik eingesetzt, die eine Bestimmung der lokalen dreidimensionalen Strömung und der Turbulenzphänomene in Profilnähe gestattet. Sie ist dadurch bei der Interpretation der Ergebnisse des Wärmeübergangs behilflich. Begleitende numerische Untersuchungen mit Hilfe der Strömungslöser TRACE-S und FINE/Turbo, deren Einsatzmöglichkeiten exemplarisch validiert wurden, lieferten einen zusätzlichen Beitrag zum Verständnis der experimentellen Ergebnisse.

Ausgehend von einer in der Literatur gut dokumentierten zylindrischen Bohrungskonfiguration wurde in den vorliegenden Untersuchungen zunächst der axiale Anstellwinkel variiert und nachfolgend der Einfluß von divergenten Bohrungskonturen analysiert. Abschließende Untersuchungen klärten die Wirkung der lateralen Anstellung bei konturierten Bohrungen. Während dabei die konturierten Bohrungen hinsichtlich der lateralen Verteilung und des Niveaus des Wärmeübergangskoeffizienten auf der Profiloberfläche eine deutliche Überlegenheit gegenüber den zylindrischen Bohrungskonfigurationen aufweisen, ist eine nach der Ausblasrate differenzierte Betrachtung bei der Festlegung des aerodynamischen Optimums notwendig. So kann eine Ausblasung aus zylindrischen Bohrungen mit kleinen axialen Anstellwinkel zu einer optimalen Reenergetisierung der Grenzschicht und damit niedrigsten Verlusten bei mittleren Ausblasraten führen. Bei höheren Ausblasraten dagegen weisen divergente Bohrungen im Vergleich zu zylindrischen Konfigurationen niedrigere Mischungsverluste aufgrund geringerer Eindringtiefen des Kühlungstrahls in die Hauptströmung auf. Neben der Bohrungskontur ist auch der Bohrungsanstellwinkel von Bedeutung, wie die zunehmenden aerodynamischen Verluste bei steigendem axialen Anstellwinkel oder lateraler Bohrungsanstellung deutlich machen. Die Strömungsfeldmessungen im Ausblasebereich zeigen die für die Filmkühlung typischen Wirbelpaare, in deren Scherbereichen hohe Turbulenzen auftreten. Sowohl die Rotationsstärke der Wirbel als auch das Turbulenzniveau können durch divergente Bohrungen gesenkt werden. Die zur Bohrung spiegelbildlichen Wirbeläste bei rein axialer Ausblasung werden bei lateraler Bohrungsanstellung in asymmetrische Strukturen überführt. Die Rotation der Wirbelsysteme im Mischungsbereich ist für den Fluidaustausch und den damit resultierenden Wärmetübergang im Ausblasebereich von entscheidender Bedeutung. Durch profilmäßige Strömungskomponenten wird der Wärmeübergang sichtbar erhöht.

Ausgehend von den experimentellen und numerischen Untersuchungen werden abschließend Kriterien zur optimalen Gestaltung von Kühlung-Ausblasekonfigurationen ausgesprochen. Die ambivalente Bedeutung der Einflußparameter wird dabei besonders herausgestrichen.

Inhalt**Bezeichnungen**

1	Einleitung.....	1
2	Aerothermodynamik der Filmkühlung.....	4
2.1	Einfluß der Filmkühlung auf die Gittercharakteristik.....	5
2.2	Aerothermodynamische Vorgänge im Mischungsbereich zwischen Kühlluftstrahl und Hauptströmung.....	9
3	Versuchsaufbau, Meßtechnik und Auswertemethoden der experimentellen Untersuchungen	19
3.1	Aerodynamische Auslegung und Aufbau des Versuchsträgers.....	20
3.2	Versuchsaufbau am Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal.....	25
3.2.1	Kurzbeschreibung der Versuchsanlagen.....	25
3.2.2	Meßstrecke und Instrumentierung.....	26
3.3	Meßtechniken und Auswertemethoden	28
3.3.1	Gitternachlaufmessungen.....	28
3.3.2	Profildruckverteilungsmessungen	31
3.3.3	Ölanstrichbilder.....	32
3.3.4	Detailierte Strömungsfeldmessungen im Bereich der Kühlluftausblas- bohrungen.....	32
3.3.5	Wärmeübergangsmessungen.....	35
3.4	Einflußfaktoren auf die experimentellen Untersuchungen.....	40
4	Experimentelle Untersuchungen der aerothermodynamischen Vorgänge bei saugseitiger Kühlluftausblasung	42
4.1	Meßprogramm.....	42
4.2	Analyse der Filmkühlungskonfiguration T106-300-1	44
4.3	Analyse der Filmkühlungskonfiguration T106-300-2.....	50
4.4	Analyse der Filmkühlungskonfiguration T106-300-3	56
4.5	Analyse der Filmkühlungskonfiguration T106-300-4.....	59
4.6	Analyse der Filmkühlungskonfiguration T106-300-5	65
4.7	Zusammenfassung der Ergebnisse und Vergleich der Ausblasekonfigurationen.....	71
4.7.1	Vergleich der aerodynamischen Ergebnisse.....	72
4.7.2	Gegenüberstellung der Wärmeübergangsuntersuchungen	76
5	Numerische Untersuchungen der Filmkühlungsausblasung	79
5.1	Zielsetzung und Einsatz der dreidimensionalen Navier-Stokes-Rechnungen.....	79
5.2	Dreidimensionale Strömungsfelduntersuchungen mit TRACE-S und FINE/Turbo.....	80

5.2.1	Beschreibung des Strömungslösers TRACE-S und der verwendeten Netztopologie	80
5.2.2	Beschreibung des Strömungslösers FINE/Turbo und der verwendeten Netztopologie	81
5.2.3	Validierung der Strömungslöser TRACE-S und FINE/Turbo	82
5.2.4	Vertiefung der Filmkühlungsproblematik anhand weiterer numerischer Ergebnisse	86
5.3	Zusammenfassende Bemerkungen zur numerischen Strömungssimulation	89
6	Auslegungskriterien zur optimalen Gestaltung der saugseitigen Kühl Luft- Ausblasenkonfiguration	89
7	Empfehlungen für weitere Untersuchungen.....	94
8	Zusammenfassung.....	96
9	Literatur.....	101
10	Liste der Tabellen und Abbildungen.....	115

Bezeichnungen

a) Größen:

A_h	[mm ²]	Elektrisch beheizte Schaufeloberfläche
A_H	[mm ²]	Ausblasefläche des zylindrischen Bohrungsabschnitts
$C_{cooling}$	[%]	Konzentration der Kühlluft im Mischungsbereich
c_p	[J/(kgK)]	Spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck
c_{p2th}	[\cdot]	Profildruckbeiwert
d_H	[mm]	Bohrungsdurchmesser
G	[m/s]	Geschwindigkeitsbetrag
h	[mm]	Schaufelhöhe
I	[\cdot]	Impulsverhältnis
I_h	[A]	Heizstrom
l	[mm]	Profilehnennlänge
l_H	[mm]	Gesamte Länge der Bohrung gemessen an der Mittellinie des zylindrischen Abschnitts
l_0	[mm]	Mittlere Länge des zylindrischen Abschnitts gemessen an der Mittellinie
l_0^*	[mm]	Minimale Länge des zylindrischen Bohrungsabschnitts gemessen als kürzeste Entfernung zwischen dem Plenum und dem Scheitelpunkt am Beginn des Diffusors
$l_1 + l_2$	[mm]	Mittlere Länge des Fan-Shape-Abschnitts
l_2	[mm]	Mittlere Länge des Laid-Back-Abschnitts
\dot{m}_c	[kg/s]	Ausblasemassenstrom
M	[\cdot]	Ausblaserate
Ma	[\cdot]	Mach-Zahl
n_H	[\cdot]	Anzahl der Bohrungen pro Schaufel
n_S	[\cdot]	Anzahl der Schaufeln im Gitter
$NHFR$	[\cdot]	Reduktion des Wärmestroms durch Filmkühlung
p	[Pa]	Druck
q	[Pa]	Staudruck
\dot{q}	[W/m ²]	Wärmestromdichte
\dot{Q}	[W]	Wärmestrom
R	[J/(kgK)]	Allgemeine Gaskonstante
Re	[\cdot]	Reynolds-Zahl
s	[mm]	Lauflängenkoordinate in Strömungsrichtung gemessen vom Staupunkt des Profils (siehe Kap. 5)

s_H	[mm]	Lauflängenkoordinate in Strömungsrichtung gemessen von der Bohrungsmitte
s_H^*	[mm]	Lauflängenkoordinate in Strömungsrichtung gemessen von der Bohrungshinterkante
t	[mm]	Schaufelteilung
t_H	[mm]	Bohrungsteilung
T	[K]	Temperatur
Tu_H	[%]	Hauptstromturbulenzgrad
Tu_L	[%]	Lokaler Turbulenzgrad
Tu_u	[%]	Turbulenzgrad in Hauptströmungsrichtung
Tu_v	[%]	Turbulenzgrad in Profilnormalenrichtung
Tu_w	[%]	Turbulenzgrad in Schaufelhöhenrichtung
u	[mm]	Umfangskoordinate
u'	[m/s]	Fluktuation der Geschwindigkeitskomponenten in Hauptströmungsrichtung
U	[m/s]	Geschwindigkeitskomponente in Hauptströmungsrichtung
U_h	[V]	Heizspannung
$u_i u_j$	[$^{\cdot}$]	Geschwindigkeitskorrelation ($i,j=1,2,3$; $u_1 \rightarrow u$, $u_2 \rightarrow v$, $u_3 \rightarrow w$)
v	[m/s]	Geschwindigkeitskomponente in Profilnormalenrichtung
v'	[m/s]	Fluktuation der Geschwindigkeitskomponenten in Profilnormalenrichtung
w	[m/s]	Geschwindigkeitskomponente in Schaufelhöhenrichtung
w'	[m/s]	Fluktuation der Geschwindigkeitskomponenten in Schaufelhöhenrichtung
w_2	[m/s]	Strömungsgeschwindigkeit in der Gitterabströmung
x	[mm]	Koordinate im Bitangentensystem in Profilsehnenrichtung
z	[mm]	Koordinate in Schaufelhöhenrichtung gemessen von der Schaufelmitte
z_H	[mm]	Koordinate in Schaufelhöhenrichtung gemessen von der Bohrungsmitte
α	[$W/(m^2 K)$]	Wärmeübergangskoeffizient, α -Zahl
α	[$^{\circ}$]	Strömungswinkel in radialer Richtung
β	[$^{\circ}$]	Strömungswinkel in Umfangsrichtung
β_s	[$^{\circ}$]	Staffelungswinkel
γ_{ax}	[$^{\circ}$]	Axialer Anstellwinkel der Bohrungen
γ_{lat}	[$^{\circ}$]	Lateraler Anstellwinkel der Bohrungen
δ_1	[$^{\circ}$]	Fan-Shape-Winkel

δ_2	[°]	Laid-Back-Winkel
η	[‐]	Filmkühleffektivität
η	[mm]	Profilnormalkoordinate im Ausblasebereich
κ	[‐]	Adiabatenexponent
ψ	[‐]	Ausflußkoeffizient
ρ	[kg/m ³]	Dichte
ω	[%]	Totaldruckverlustbeiwert
ξ	[%]	Kinetische-Energieverlustbeiwert
Ω	[‐]	Axiales Stromdichteverhältnis
Ω	[1/s]	Rotation (Ergebnisse der dreidimensionalen Hitzdraht-Anemometrie)
Θ	[‐]	Dimensionsloses Temperaturverhältnis

b) Indizes:

1	Gitterzuströmung
2	Gitterabströmung
2th	Gitterabströmung unter der Voraussetzung vollständiger, isentroper Expansion
ad	adiabat
Bo	<u>Bohrung</u>
c	Kühlluft (<u>cooling</u>)
G	Hauptströmung (<u>Gas</u>)
ex	<u>extern</u>
ges	<u>gesamt</u>
K	HGK-Druck <u>kammer</u>
max	<u>Maximalwert</u>
min	<u>Minimalwert</u>
mittel	<u>Mittelwert</u>
p	<u>primär</u>
RMS	Standardabweichung (<u>Root Mean Square</u>)
th	<u>theoretisch</u>
Pl	Schaufel <u>plenum</u>
t	<u>total</u>
u	lokaler Wert an der <u>Umfangsposition u</u>
W	<u>Wand</u>
∞	Kenngroße in der Hauptströmung an der Position der Ausblasung, siehe Kap. 2

c) Abkürzungen:

3D Dreidimensional
CFD Computational Fluid Dynamics
CTA Konstant-Temperatur-Anemometrie (Constant Temperature Anemometry)
DR Dichteverhältnis (Density Ratio), siehe Kap. 2
DS Druckseite
HDA Hitzdraht-Anemometrie
HGK Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal
o. B. ohne Bohrung (glatte Schaufel)
o. I. ohne Information
SS Saugseite
TLC Temperaturrempfindlicher Flüssigkristall (Thermochromic Liquid Crystall)
TR Temperaturverhältnis (Temperature Ratio), siehe Kap. 2
VR Geschwindigkeitsverhältnis (Velocity Ratio)), siehe Kap. 2

1 Einleitung

Aus umweltpolitischen Gründen ist neben weiteren ökologischen Forderungen ein niedriger Schadstoffausstoß einer der Hauptansprüche, die an moderne stationäre Gasturbinen und Flugtriebwerke gestellt werden. Außerdem müssen Ansprüche des Betreibers nach geringen Betriebskosten erfüllt werden. Beide Kriterien werden durch eine Senkung des spezifischen Brennstoffverbrauchs erreicht. Eine Reduzierung des spezifischen Treibstoffverbrauchs lässt sich durch eine Steigerung des Prozeßwirkungsgrades realisieren. Dazu ist es notwendig, sowohl die einzelnen Komponentenwirkungsgrade als auch den thermodynamischen Wirkungsgrad einer Gasturbine zu erhöhen. Eine Anhebung des Gesamtdruckverhältnisses und der Turbineneintrittstemperatur ermöglicht die Erhöhung des Gesamtwirkungsgrades.

In der Vergangenheit wurde die Steigerung der Turbineneintrittstemperatur konsequent vorangetrieben. Erfolge in den Materialwissenschaften lieferten einen entscheidenden Beitrag zur Erhöhung der Turbineneintrittstemperatur. Trotz des Einsatzes hochwarmfester Werkstoffe und fortschrittlicher Fertigungstechniken, wie zum Beispiel Nickelbasislegierungen mit monokristallinen Gefügestrukturen, liegt die heutige zulässige Materialtemperatur metallischer Werkstoffe bei ca. 1500 K. Vergleicht man diese Grenze mit den aktuellen Turbineneintrittstemperaturen moderner Fluggasturbinen, die bei maximal 1800 K liegen, so ergibt sich eine Temperaturspanne, die nur durch effiziente Kühlung der Turbinenschaufeln überbrückt werden kann. Zur Kühlung wird Luft, die dem Verdichter abgezapft wird, als Kühlmedium eingesetzt. Die zur Kühlung entnommene Luft steht dem Kreisprozeß nicht zur Energieumsetzung zur Verfügung. Daraus resultiert eine Verminderung des Gesamtwirkungsgrades, die einer Anhebung des thermischen Wirkungsgrades aufgrund der gesteigerten Turbineneintrittstemperatur gegenübersteht. Führt man sich vor Augen, daß insgesamt ca. ein Fünftel des vom Verdichter geförderten Luftmassenstroms für Kühlungs- und Dichtungszwecke entnommen wird, so wird klar, welches Verbesserungspotential in einer optimierten Kühlung steckt.

Die Verfahren zur Kühlung von Turbinenschaufeln lassen sich in mehrere Methoden untergliedern, die in modernen Gasturbinen meist in Kombination miteinander eingesetzt werden. Zunächst wird mit Hilfe der Prallkühlung im Schaufelinneren die Temperatur herabgesetzt. Die Prallkühlung nutzt den hohen Wärmeübergang, der beim Auftreffen der einströmenden Kühlluft auf die Innenwände entsteht. Anschließend strömt die Luft durch Kühlkanäle im Inneren der Schaufel und trägt weiterhin durch konvektive Kühlung zu einer Senkung der Materialtemperatur bei. Zur Erhöhung des Wärmeübergangs in den Kühlkanälen werden diese mit Rippen zur Anfachung der Turbulenz und zur Vergrößerung der Kühloberfläche ausgestattet. In den besonders heißen Bereichen, z.B. in Staupunktnähe an der Schaufelvorderkante, oder in Bereichen mit geringen Wandstärken, wie an der Profilhinterkante, wird die Kühlluft aus dem Schaufelinnerenraum durch Bohrungen ausgeblasen (Abb. 1.1). Dies hat eine Kühlung in zwei-

facher Hinsicht zur Folge. In der Bohrung findet weiterhin konvektive Kühlung statt. Außerdem legt sich die aus der Schaufel austretende Luft als schützender Film über die Schaufeloberfläche und vermindert so den Kontakt zwischen dem umströmenden Heißgas und der Turbinenschaufel. Eine optimale Filmkühlung sollte somit eine gleichmäßige laterale Verteilung des Kühlfilms auf der Schaufeloberfläche zum Ziel haben. Insbesondere bei Ausblasung aus diskreten Bohrungen muß ein besonderes Augenmerk auf die schützende Kühlung in den Bohrungzwischenräumen an der Profiloberfläche gelegt werden.

Die Kühlungsausblasung auf der Saugseite eines Turbinengitters erweist sich aufgrund der verzögerten Strömung im hinteren Schaufelabschnitt und aufgrund der konvexen Krümmung als besonders kritisch. Die Ausblasung von Kühlung ist meist mit einer Verschlechterung des Komponentenwirkungsgrades verbunden. Der Grund hierfür liegt in verlustbehafteten Mischungsvorgängen zwischen der Kühlung und der Hauptströmung, welche die aerodynamischen Eigenschaften des Turbinengitters negativ beeinflussen. Die Mischungsvorgänge werden von verschiedenen Wirbeln geprägt. Diese können durch die Umlenkung von Heißgas aus der Hauptströmung in die Filmkühlungsbohrung oder zur Schaufeloberfläche den Kühlleffekt stark beeinträchtigen. Mit der Aerodynamik eng gekoppelt ist auch der Wärmeübergang, der ein Bindeglied zwischen der lokalen Strömungstemperatur und der thermischen Belastung der Schaufel darstellt. Es liegt daher nahe, daß eine Analyse von Filmkühlungskonfigurationen das Verständnis der globalen Strömungsvorgänge und der lokalen Mischungsvorgänge sowie des Wärmeübergangs an der Schaufeloberfläche voraussetzt.

Die geschilderten Vorgänge werden von einer Vielzahl von Parametern beeinflußt. Die Erarbeitung von optimalen Filmkühlungskonfigurationen setzt eine Klärung der verschiedenen Einflußfaktoren voraus. Bisherige Untersuchungen konzentrierten sich jedoch meist auf die Prüfung einzelner Parameter unter vereinfachten Bedingungen (kleine Mach-Zahlen, keine Oberflächenkrümmung, keine Druckgradienten). Zur Übertragung von Modellversuchen in Windkanälen auf Turbomaschinen ist jedoch die Einhaltung der Ähnlichkeitskenngrößen erforderlich. Zurückliegende Forschungen betrachteten außerdem die aerodynamischen oder thermischen Faktoren meist getrennt oder an verschiedenen Modellkörpern. Optimierungskriterien setzen andererseits Untersuchungen voraus, die die Koppelung der Aerodynamik und des Wärmeübergangs berücksichtigen. Dabei muß die Auflösung kleinster Effekte im Mischungsbereich in der Nähe der Ausblasposition als auch die Darstellung großräumiger Strömungsveränderungen sichergestellt sein.

Um die aerothermodynamischen Vorgänge an einer realen Gittergeometrie mit Filmkühlung zu untersuchen, wurden im Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal des Instituts für Strahltriebwerke der Universität der Bundeswehr München experimentelle Untersuchungen an einem ebenen Turbinengitter mit Ausblasung auf der Saugseite durchgeführt. Das Ziel der Untersu-

chungen ist die Ausarbeitung von Optimierungskriterien bei der Gestaltung der Bohrungskonfiguration von filmgekühlten Turbinenschaufeln. Die aerodynamischen Gesichtspunkte bilden hierbei den Schwerpunkt der Optimierungskriterien. Da die Gesamtoptimierung von Filmkühlungskonfigurationen jedoch auch die thermischen Aspekte berücksichtigen muß, wurden die aerodynamischen Experimente von Messungen zur Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten auf der Saugseite des Turbinengitters im Ausblasbereich begleitet. Der gemessene Wärmeübergangskoeffizient dient in diesem Zusammenhang auch als Zusatzinformation bei der Interpretation der aerodynamischen Ergebnisse. Bei den durchgeführten Experimenten stand die Einhaltung der wichtigsten Ähnlichkeitskenngrößen (Mach-Zahl, Reynolds-Zahl, Zuströmturbulenzgrad) im Vordergrund. Der Wunsch nach lokal detaillierten Strömungsfelduntersuchungen einerseits und die gegebene Sondengröße sowie die vorgegebenen Abmessungen der Meßstrecke andererseits machten eine Abstimmung der Gittergröße erforderlich. Die gewählte Auslegung erlaubte differenzierte Strömungsmessungen im Mischungsbe- reich und stromab der Gitteraustrittsebene. Da bei den geplanten Untersuchungen die Temperaturdifferenz zwischen dem Ausblasmedium und der Hauptströmung nur einen untergeordneten Einfluß auf die aerodynamischen Vorgänge besitzt, wurden alle Messungen mit Gleichtemperaturausblasung durchgeführt. Die Analyse des Wärmeübergangs erfolgte unter den gleichen Randbedingungen wie die aerodynamischen Experimente.

Aufbauend auf den aerodynamischen Ergebnissen von Wilfert [105] am selben Turbinengitter mit Ausblasung auf der Saugseite wurden fünf Variationen der Bohrungsgeometrie untersucht. Zunächst wurde der Einfluß des axialen Ausblasewinkels an zylindrischen Bohrungen erklärt. Einen ersten Schritt in Richtung einer optimierten Filmkühlungskonfiguration stellte die folgende Konfiguration einer Bohrung mit lateraler Expansion dar, die im weiteren Verlauf der Untersuchungen mit einer zusätzlichen Divergenz in Strömungsrichtung erweitert wurde. Abschließend wurde an der letztgenannten Konfiguration die Wirkung einer lateralen Anstellung analysiert. Die eingesetzten Meßverfahren waren auf die jeweilige Zielrichtung der Untersuchung abgestimmt und umfaßten fünf verschiedene Meßtechniken. Die Kombination aller Ergebnisse liefert ein umfassendes Bild der aerothermodynamischen Vorgänge und gibt über die Wechselwirkung zwischen den verschiedenen Effekten Aufschluß.

Experimentelle Untersuchungen zur Filmkühlung sind zeit- und kostenintensiv. Numerische Untersuchungen bieten deswegen eine kostengünstige Alternative bei Parametervariationen und bei weiteren Optimierungen. Vor dem Einsatz numerischer Werkzeuge muß jedoch die Eignung der Rechenverfahren zum Einsatz in der Filmkühlungssimulation überprüft werden. Zu diesem Zweck werden Experimente von numerischen Simulationen begleitet und die Verwendbarkeit der Rechenprogramme bei der Untersuchung von Filmkühlungskonfigurationen festgestellt. Anschließend liefern CFD-Untersuchungen Ergebnisse, die von den Messungen

nicht abgedeckt werden können und leisten damit einen Beitrag zum Verständnis der Filmkühlungsproblematik.

Die vorliegende Arbeit soll einen Beitrag zur Optimierung von Filmkühlungskonfigurationen an Turbinengittern mit Ausblasung auf der Saugseite liefern. Ziel aller Untersuchungen ist das Verständnis des Einflusses der Ausblasung auf die Gitterströmung und auf die resultierende Verlustentstehung. Auf die Klärung der Wechselwirkung zwischen aerodynamischen Vorgängen und dem Wärmeübergang wird dabei besonderer Wert gelegt.

2 Aerothermodynamik der Filmkühlung

Das Ziel der Auslegung von optimalen Filmkühlungskonfigurationen ist, eine, unter der zulässigen Materialtemperatur liegende, gleichmäßige Oberflächentemperatur mit möglichst geringen Kühlluftmassenströmen zu erreichen und ohne die Hauptströmung in der Turbine wesentlich zu beeinflussen. Die Bilanz, die sich aus der Verbesserung des thermischen Gesamtwirkungsgrades im Kreisprozeß infolge einer höheren Turbineneintrittstemperatur gegenüber einer Verminderung des Turbinenkomponentenwirkungsgrades aufgrund der Ausblasung ergibt, darf nicht negativ ausfallen. [Abb. 2.1](#) zeigt die Abnahme des Turbinenwirkungsgrades beim Einsatz von Filmkühlung, verglichen mit einem Fall ohne Kühlung. Für die Beurteilung der Filmkühlungsproblematik ist deswegen eine genaue Kenntnis der aerodynamischen und thermischen Aspekte zwingend notwendig. Für die Analyse der Filmkühlung sind detaillierte Informationen über die Mischungsvorgänge zwischen der Hauptströmung und der Kühlluft unerlässlich, da diese Strömungsphänomene entscheidenden Einfluß auf die lokale thermische Last der Schaufel und auf die Verlustentwicklung besitzen.

Fortschritte in der Computer-Technologie führen zu einem zunehmenden Einsatz dieser Werkzeuge in den Auslegungsprozessen der Turbomaschinenentwicklung. Ein weiterer Ausbau der zugrunde liegenden Strömungsmodelle ist dennoch notwendig. Zur Verbesserung dieser Modelle ist eine genaue Einsicht in die dominierenden Faktoren der Filmkühlungsproblematik wichtig.

Experimentelle Untersuchungen erscheinen in den genannten Zusammenhängen erforderlich und dienen einer Erweiterung der Wissensbasis. Wegen der Komplexität der Strömungsphänomene sowie der thermischen Aspekte der Filmkühlung müssen Vereinfachungen in den Messungen eingeführt werden. Die Analysen der Vergangenheit konzentrierten sich deswegen meist auf eines der beiden Gebiete nämlich entweder aerodynamische Untersuchungen oder Wärmeübergangsbestimmungen. Gleichzeitig teilten sich die Hauptblickrichtungen in ausschließlich globale Simulationen beziehungsweise in lokal detaillierte Betrachtungen.

2.1 Einfluß der Filmkühlung auf die Gittercharakteristik

Es wurde bereits angedeutet, daß die Filmkühlung außer ihrer kühlenden Wirkung auch einen Einfluß auf die Entwicklung der Profilumströmung und den Wärmeübergang besitzt. Die Ausblasposition hat neben der Ausblasestärke, der Art der Ausblasung und der daraus resultierenden Strahlform einen entscheidenden Einfluß auf die Ausbildung der Profilumströmung und auf die Verluste. Bei der Position der Ausblasung wird zwischen der Vorderkante, der Hinterkante, der Saug- und der Druckseite unterschieden.

Die Ausblasform wird im Wesentlichen durch die Geometrie der Filmkühlungsbohrungen vorgegeben. Hier läßt sich die Ausblasung aus Schlitzen von der Ausblasung aus einzelnen Bohrungen oder Bohrungsreihen abgrenzen.

Eine Analyse der Literatur zur Filmkühlungsausblasung erfordert zunächst eine Erläuterung der wichtigsten Verlustdefinitionen, damit anschließende vergleichende Diskussionen und Gegenüberstellungen möglich sind. In Filmkühlungsuntersuchungen kommen verschiedene Verlustbeiwerte in Betracht, unter anderem der Kinetische-Energieverlustbeiwert und der Totaldruckverlustbeiwert. Die Verlustbestimmung basiert in beiden Fällen auf der Differenzbildung der Gitterzu- und -abströmgrößen. Im Falle der Filmkühlung wird im Bilanzierungsgebiet Massenstrom durch die Kühlluft hinzugeführt. Die Beurteilung der Gittercharakteristik von Filmkühlungskonfigurationen erfordert deshalb eine Berücksichtigung der Energiezufuhr durch den Kühlungsmassenstrom und den Ort des Energieeintrags im Bilanzierungsraum. Leider wird in der Literatur dieser Energieanteil zuweilen außer Acht gelassen. Wichtige Beiträge zur Definition der Verlustbeiwerte unter Berücksichtigung der Energiezufuhr durch die Kühlluft und dem Ort der Bilanzierung lieferte Klock [63]. In der vorliegenden Arbeit werden die Vorschläge von Klock aufgegriffen und bei der Verlustbestimmung eingesetzt (vgl. Kap. 3 und Kap. 4).

Das Ziel der Kühlluftausblasung im Bereich der Vorderkante ist eine Absenkung der Schaufeltemperatur im Staupunkt, die dort ihren Maximalwert erreicht. Hier ist die Gefahr des Eindringens von Heißgas in die Bohrung besonders groß, da entgegen der Hauptströmungsrichtung ausgeblasen werden muß. Wegen der starken Oberflächenkrümmung im Vorderkantenbereich ist ein Abheben des Kühlluftstrahls vom Profil schwer zu vermeiden. Yamamoto [109] führte Versuche an einem ebenen Turbinengitter mit Vorderkantenausblasung durch Schlitze durch. Dabei zeigte sich, daß der Grund des Anstiegs der Verluste in der Ausblasung entgegen der Hauptströmung und dem weiten Eindringen des Strahls in diese (Blow-Off) zu sehen ist. Beeck [9] und Ardey [3] führten systematische Untersuchungen an einem ebenen, hochbelasteten Turbinengitter mit Vorderkantenausblasung im Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal durch. Ausgehend von der Ausblasung durch Schlitze (Beeck, Turbinengitter AGTB-S) wurden anschließend von Ardey Konfigurationen mit Ausblasung durch zylindri-

sche Bohrungen sowohl mit als auch ohne lateraler Anstellung untersucht (Turbinengitter AGTB-B1 und AGTB-B2). Diese Konfigurationen sind in [Abb. 2.2](#) dargestellt. Die Untersuchungen von Ardey ergeben eine zunehmende Verbreiterung der Nachlaufdelle und eine Erhöhung des Spitzen-Verlustbeiwerts mit zunehmender Ausblaserate. Der Vergleich der schrägen Ausblasung mit der nicht lateral angestellten Konfiguration zeigt höhere Spitzenwerte in der Nachlaufdelle und insgesamt höhere integrale Verluste für die angestellte Ausblasung ([Abb. 2.3](#) und [Abb. 2.4](#)). Ein Grund hierfür ist nach Ardey [3] in der stärkeren Versperrung der lateralen Kühlluftstrahlen am Gittereintritt zu sehen. In experimentellen und numerischen Untersuchungen von Bohn et. al. in [16] zum Einfluß der Ausblasrate auf die Profilumströmung einer Showerhead-Vorderkantenausblasung wird gezeigt, daß kleine Ausblasraten zu einer anliegenden Kühlungsströmung führen und dabei die Hauptströmung nur geringfügig beeinflussen. Nach Forghans (vgl. [34]) Experimenten an einem filmgekühlten Turbinengitter mit Vorderkantenkühlung und Luft bzw. Kohlendioxid als Ausblasemittel hat die Ausblasrate entscheidenden Einfluß auf die Verluste, während das Dichteverhältnis zwischen der Haupt- und Kühlungsströmung nur eine untergeordnete Rolle besitzt. Im Falle der Vorderkantenausblasung mit gemeinsamem Plenum und Bohrungen auf der Saug- und Druckseite in Staupunktnähe beobachtete Ardey [3] lokale Druckunterschiede im Bohrungsbereich, die zu einer unerwünschten Zirkulationsströmung um die Vorderkante herum durch das Plenum führen. Die Interaktion des Strahls mit der Hauptströmung und seine Wirkung hinsichtlich der lokalen Profilgeschwindigkeitsverteilung im Ausblasebereich wird in [3] zusammen mit der Auswirkung der Ausblasung auf die Profilumströmung auch mit Hilfe von Profildruckbeiwerten dokumentiert. Diese belegen eine Verzögerung der Hauptströmung vor dem als Hindernis wirkenden Ausblasestrahl. Außerdem weisen sie auf die Beschleunigung der Hauptströmung in der Bohrungsteilung zwischen den Strahlen und in deren Nachlauf im Bohrungsbereich hin ([Abb. 2.5](#)).

Entscheidend für die Wirkung der Filmkühlung bei einer Ausblasung auf der Druckseite ist deren konkave Krümmung und das im Vergleich zur Saugseite verhältnismäßig niedrigere Geschwindigkeitsniveau. Da die konkave Krümmung ein Anliegen des Kühlluftstrahls auf der Oberfläche bewirkt, ist die Ausblasung auf der Druckseite weit weniger kritisch. McFarland [77] macht in seinen Untersuchungen deutlich, daß eine druckseitige Ausblasung in der Nähe der Vorderkante wegen stark anwachsenden Verlusten vermieden werden sollte. Ito et. al. [60] führten experimentelle Untersuchungen zum Verlustverhalten eines ebenen Turbinengitters mit druck- und saugseitiger Kühlluftausblasung aus abwechselnd einer Bohrungsreihe auf jeder Seite durch. In den Messungen mit Gleichtemperaturausblasung wurden Luft und Kohlendioxid als Kühlungsgas in einem Niedergeschwindigkeits-Windkanal eingesetzt. Mit Hilfe von Kohlendioxid als Ausblasemedium wurde ein realitätsnahes Dichteverhältnis zwischen Kühlung und Hauptströmung gewahrt. [Abb. 2.6](#) enthält den Verlauf des primären Totaldruck-

verlusts im Nachlauf des Gitters ohne Berücksichtigung der Kühlluftenergie bei unterschiedlichen Massenstromverhältnissen aufgetragen über der Umfangsposition. Ito stellt fest, daß kleine Kühlungsmassenströme nur eine geringe Einwirkung auf die Nachlaufdelle besitzen. Eine Erhöhung des Ausblasemassenstroms ergibt jedoch eine Verminderung der Nachlaufdelle auf dem jeweiligen Ast der Ausblaseseite. Ito führte dies auf den Impulseintrag durch die Kühlluftausblasung in Hauptströmungsrichtung zurück. Moses et. al. [81] analysierten das Verlustverhalten einer transonischen Turbinenschaufel (siehe Abb. 2.7) mit druckseitiger Ausblasung im Hinterkantenbereich. Moses konnte keine Zunahme der Verluste aufgrund der Ausblasung feststellen. Diese Erfahrung deckt sich mit weiteren Untersuchungen und wird in einem späteren Abschnitt näher erläutert. Irmisch [59] beschreibt die Eignung einer reibungsfreien Rechnung, die mit einem integralen Grenzschichtrechenverfahren zur Untersuchung von Filmkühlungskonfigurationen gekoppelt wurde. Dabei stellt er Profilumströmungsergebnisse aus Rechnungen den Meßergebnissen von Haller [48] gegenüber, die an einem transonischen Turbinengitter mit saug- und druckseitiger Ausblasung gewonnen wurden. Das von Irmisch vorgeschlagene Verfahren eignet sich für zweidimensionale Untersuchungen mit Ausblasung im mittleren und hinteren Schaufelbereich, hingegen wird auch die mangelhafte Übereinstimmung dieser CFD-Ergebnisse mit Messungen bei Ausblasung im Vorderkantenbereich von Irmisch erkannt. Der Grund hierfür liegt in einer nicht vollständig ausgeprägten Grenzschichtströmung und im Durchdringen und Austreten des Strahls aus der Grenzschicht.

Besonders problematisch hinsichtlich der Filmkühlung ist neben der Vorderkante auch der Bereich der Saugseite. Hier findet im hinteren Abschnitt eine Verzögerung der Strömung auf einer konvexen Oberfläche statt. Damit ist die Gefahr der Strahlablösung von der Oberfläche und ein stärkeres Eindringen in die Hauptströmung verbunden. Ersteres Phänomen führt zu schlechten Kühlungsergebnissen, wie im Unterkapitel 2.3 noch erläutert wird, und letzteres erzeugt höhere Verluste. Die Ausblasung an Turbinenschaufeln induziert zudem einen laminar-turbulenten Grenzschichtumschlag, der zu einer weiteren Erhöhung der Verluste führen kann. Dies wurde unter anderem in den Untersuchungen von Kiock et. al. [64] und Manickham und Murugesan [76] beobachtet. Die auftretenden Mischungsverluste beim Eintreten der Kühlluftstrahlen in die Hauptströmung auf der Saugseite wurden von Wilfert [105] analysiert. In diesen Untersuchungen mit Gleichtemperaturausblasung durch zylindrische Bohrungen wird der Energieeintrag der Kühlluft beim Eintritt in die Hauptströmung nach Verfahren von Kiock [63] berücksichtigt (Index „ex“ in Abb. 2.8). Bei niedrigen Ausblasraten zeigt sich im Verlustverlauf ein relatives Maximum aufgrund einer destabilisierten Grenzschicht, während für mittlere Ausblasraten die „externen“ Verluste ein relatives Minimum aufweisen. Dieses wird auf eine bei dieser Ausblasrate optimal reenergetisierte Grenzschicht zurückgeführt. Die Verzögerung der Grenzschicht und der Aufstau der Hauptströmung vor den als Hindernis wirkenden Ausblasestrahlen wird von Wilfert ebenfalls erkannt. Wird die Kühlluftenergie nicht

in der Energiebilanz berücksichtigt, dann scheint für hohe Ausblasraten der Verlustbeiwert zu sinken (Größen ohne Index in Abb. 2.8). Die Verluste in den Bohrungen sind unabhängig von den Mischungsverlusten zu betrachten und können durch geschickte Wahl verschiedener Energiebilanzräume durch Differenzbildung ebenfalls bestimmt werden (Index „Bo“ in Abb. 2.8).

Während sich alle bisher genannten Untersuchungen auf ebene Gitter beschränkten, wurde in den Experimenten von Kölle [65], Velazquez [99] und Langowsky [74] die höhere Komplexität einer Strömung mit radialen Druckgradienten durch Experimente in Ringgittern bzw. Leitradsegmenten berücksichtigt. Kölle legte ebenso wie Klock das Hauptgewicht der Untersuchung auf die Verlustbestimmung unter Berücksichtigung der Kühlluftenergie. Langowsky und Velazquez dagegen konzentrierten sich auf die Analyse der Wechselwirkungen der Filmkühlung mit der Sekundärströmung. Die Ausblasung durch die Seitenwand erkannten Bario et. al. [8] und Duden [29] als ein geeignetes Mittel zur positiven Beeinflussung von Sekundärströmungseffekten. Die letztgenannten Arbeiten beinhalten in ihren Untersuchungen lediglich zylindrische Bohrungen, aber Day et. al. [26] führten Experimente an konturierten Bohrungen in einer Ringraumgeometrie durch, die im Vergleich zu zylindrischen Bohrungen eine Verbreiterung der Nachlaufdelle und eine Veränderung der Sekundärströmung aufweisen.

Der hintere Staupunkt einer Profilumströmung an der Hinterkante führt dort zu hohen Temperaturen und macht eine Kühlung durch Ausblasung aufgrund der geringen Wandstärken unerlässlich. Meist wird die Ausblasung durch Bohrungen oder Schlitze vorgenommen. Unter günstigen Umständen kann die Ausblasung zur Verminderung der Nachlaufdelle genutzt werden, wie Untersuchungen z.B. von Pappu et. al. [84] zeigten. Bei optimaler Ausblasung und angepaßter Schlitzbreite können die Verluste sogar die des ungekühlten Profils noch unterschreiten (Abb. 2.9). Andererseits wird der Gitterabströmwinkel nach Ergebnissen von Klock [63] stark von der Hinterkantenausblasung beeinflußt.

Systematische, experimentelle und numerische Untersuchungen von Urban et. al. [98] mit vollständig flächendeckender Filmkühlung an einem ebenen Turbinengitter belegen auch den Haupteinfluß der Filmkühlung bei Ausblasung an der Saugseite. Unterhalb eines kritischen Ausblasemassenstroms wird das Verlustverhalten von der Filmkühlung nur wenig beeinträchtigt. Ein Übersteigen dieses kritischen Werts führt hingegen zu einem starken Anstieg der Verluste. Sowohl Forghan [34] als auch Urban et. al. [98] messen anhand von Experimenten dem Dichtevehrhältnis zwischen der Hauptströmung und dem eingeblasenen Kühlmedium eine untergeordnete Gewichtung in der Strömungswechselwirkung bei. Versuche in einem Ringgitter von Osnaghi et. al. [83] mit Luft und Kohlendioxid als Filmkühlungsgas bestätigen diese Beobachtungen.

Mit Hilfe eines theoretischen, von Hartsel [49] entwickelten und später präzisierten Mischungsschichtenmodells, konnte Köllen [65] bei der Verlustbestimmung im Mittelschnitt gute Ergebnisse erzielen. Ardey (siehe [2], [3]) ließ bei der theoretischen Modellierung eines Filmkühlungsverlustmodells die Ergebnisse von Beeck [9], Wilfert [105] und Langowsky [74] einfließen und erreichte damit ebenfalls gute Übereinstimmungen mit den Messungen. Bei Kubo et. al. [72] wurden zweidimensionale, numerische und experimentelle Ergebnisse zur Verlustmodellierung anhand eines Turbinengitters mit Vorderkanten-, Saug-, Druck- und Hinterkantenausblasung präsentiert. Durch Superposition aller Einzelverluste, die sich bei der Ausblasung aus jeweils einer einzelnen Lochreihe ergeben, wurde die daraus resultierende Summe ermittelt und dem tatsächlichen Gesamtverlust bei Ausblasung an allen Positionen gegenübergestellt. Der Vergleich zeigte eine ausreichend gute Genauigkeit, so daß dieses Verfahren in Auslegungsprozessen angewendet werden kann.

2.2 Aerothermodynamische Vorgänge im Mischungsbereich zwischen Kühlluftstrahl und Hauptströmung

Zu Beginn der Entwicklung der Filmkühlung wurde zunächst Wert auf die Erforschung der thermischen Einflußfaktoren gelegt, um bei einer Erhöhung der Turbineneintrittstemperatur die kritische thermische Belastung der Schaufeln nicht zu überschreiten. Bei der Filmkühlung tragen zum Schutz der Schaufeloberfläche vor der Heißgasströmung zwei Effekte bei. Der eingeblasene Kühlfilm wirkt zum einen als Wärmesenke und führt zu einer Reduktion der Temperatur in der Grenzschicht. Außerdem geht die Einblasung von Kühlluft in die Hauptströmung mit einer Veränderung der Grenzschichtcharakteristika einher. Die thermische Wirkung der Kühlluft beruht daher nicht ausschließlich auf ihrer Eigenschaft als Wärmesenke, sondern auch auf der Veränderung des Strömungsfelds. Zur Trennung der Effekte bietet sich die Teilung in ein Temperaturproblem und ein Wärmeübertragungsproblem an. Um ein Verständnis der Literatur, die sich mit der Untersuchung beider Effekte beschäftigt, zu ermöglichen, wird zunächst auf Kenngrößen, die die verschiedenen Einflußfaktoren beschreiben, und deren Definition eingegangen.

Aufbauend auf einem Vorschlag von Metzger und Fletcher [80] und entsprechend dem konvektiven Wärmeübertragungsproblem läßt sich der Wärmeübergang in der Filmkühlung als eine lokal veränderliche, von der Strömung abhängige Größe in der Form darstellen:

$$\dot{q} = \alpha(T_{\infty} - T_W) \quad (2.1)$$

Dabei ist \dot{q} der auf die betrachtete Fläche bezogene, in die Oberfläche eingeleitete Wärmestrom und α der *Wärmeübergangskoeffizient*.

Parallel dazu wird das Temperaturproblem durch die dimensionslose *Filmkühleffektivität* beschrieben:

$$\eta = \frac{T_{ad,W} - T_{\infty}}{T_c - T_{\infty}} \quad (2.2)$$

Die Filmkühleffektivität in der obigen Definition beschreibt die Absenkung der adiabaten Wandtemperatur $T_{ad,W}$ durch die Filmkühlung als Verhältnis zum maximal möglichen Kühlpotential, das durch die KühlLufttemperatur T_c und die Temperatur der Hauptströmung T_{∞} vorgegeben ist.

Bei den wichtigen Einflußparametern zur Filmkühlungsströmung im Mischungsbereich muß zwischen geometrischen und aerothermodynamischen Parametern differenziert werden. Die geometrischen Faktoren lassen sich unterteilen in:

- Bohrungsgeometrie
 - ⇒ Bohrungsform
 - ⇒ Bohrungslänge
 - ⇒ Bohrungsteilung
 - ⇒ Bohrungsorientierung = Anstellwinkel der Bohrung zur Oberflächentangente quer und in Hauptströmungsrichtung
- Geometrie des Plenums und daraus resultierender Strömungszustand im Schaufelinnenraum und am Bohrungseintritt
- Krümmung der Profiloberfläche
- Oberflächenrauhigkeit

Die wichtigsten aerothermodynamischen Einflußfaktoren sind:

- Zuström turbulenzgrad T_{u_1}
- Grenzschichtzustand
- Temperaturverhältnis TR
- Dichteverhältnis DR
- Geschwindigkeitsverhältnis VR
- Ausblaserate M
- Betrag des Ausblaseimpulses
- Richtung des Ausblaseimpulses

Da in der Literatur der Einfluß der Filmkühlung auf die Aerothermodynamik auf unterschiedliche Weise beschrieben wird, ist eine genaue Definition der wichtigsten genannten Größen erforderlich.

- Das Temperaturverhältnis wird beschrieben durch

$$TR = \frac{T_c}{T_\infty} \quad (2.3)$$

und das Dichteverhältnis ist, wie folgt, definiert:

$$DR = \frac{\rho_c}{\rho_\infty} \quad (2.4)$$

Das Geschwindigkeitsverhältnis ergibt sich aus dem Quotienten der Geschwindigkeitsbeträge:

$$VR = \frac{G_c}{G_\infty} \quad (2.5)$$

Die Ausblaserate läßt sich als Produkt des Geschwindigkeitsverhältnisses multipliziert mit dem Dichteverhältnis angeben, während das Impulsverhältnis aus dem Produkt des Quadrats des Geschwindigkeitsverhältnisses und dem Dichteverhältnis berechnet wird.

$$M_\infty = DR \cdot VR = \frac{\rho_c \cdot G_c}{\rho_\infty \cdot G_\infty} \quad (2.6)$$

$$I_\infty = DR \cdot VR^2 = \frac{\rho_c \cdot G_c^2}{\rho_\infty \cdot G_\infty^2} \quad (2.7)$$

Bei der Modellierung von Filmkühlungsuntersuchungen ist die gleichzeitige Einhaltung des Impulsverhältnisses und der Ausblaserate bei Gleichtemperaturausblasung nicht möglich. Deswegen muß eine Entscheidung bei der Einhaltung einer der beiden Größen getroffen werden. Liegt der Schwerpunkt auf aerodynamischen Experimenten, so ist die Einhaltung des Impulsverhältnisses vorzuziehen, dagegen sollte bei Wärmeübergangsuntersuchungen eher die Ausblaserate gewahrt werden. In der aktuellen Arbeit wurde die Ausblaserate als bestimmender Parameter für alle Untersuchungen gewählt.

Nach Baldauf et. al. [4] beläuft sich die Zahl aller maßgeblichen geometrischen und aero-thermodynamischen Parameter auf insgesamt über zwanzig, läßt sich jedoch im Einzelfall auf eine geringere Anzahl reduzieren. Mit Blick auf die aktuellen Untersuchungen wird in den weiteren Abschnitten auf die wichtigsten Faktoren kurz eingegangen.

Der Wärmeübergangskoeffizient und die Filmkühleffektivität sind lokal veränderliche, von der Strömung beeinflußte, thermische Belastungsparameter. Entscheidend für deren Verständnis und für die Interpretation der Verlustproduktion im Bohrungsbereich ist eine detaillierte Kenntnis der lokalen, dreidimensionalen Strömungsvorgänge im Mischungsbereich zwischen

dem Kühlstrahl und der Hauptströmung. Hohe Informationsdichten mit genauen örtlichen Auflösungen erfordern wegen einer begrenzten Miniaturisierbarkeit der Meßsonden Experimente an großen Modellen. In der Numerik werden für gleich gelagerte Untersuchungen überdurchschnittliche Rechenleistungen erwartet. Aus diesen Gründen werden in vielen Analysen Restriktionen hinsichtlich der Objektkontur vorgenommen. So beschränken sich viele Detailuntersuchungen auf einfache geometrische Körper wie ebene Platten mit Ausblasung. Auf diese Weise können zwar große Meßobjekte realisiert werden, jedoch die Auswirkung der Oberflächenkrümmung oder des Druckgradienten bleibt unberücksichtigt.

Bei der Ausblasung aus Bohrungen entwickeln sich verschiedene Wirbelpaare mit jeweils entgegengesetztem Drehsinn. Der bekannteste Wirbel in diesem Zusammenhang ist der Nierenwirbel, der bereits 1974 von Fearn und Weston [31] nachgewiesen wurde und sich in Analogie zum Rohrkümmern infolge der Strahlumlenkung ausbildet. Beim Nierenwirbelpaar wird zwischen den Einzelwirbeln in Verlängerung der Bohrungssachse die Strömung von der Oberfläche weg transportiert, während zwischen jeweils nebeneinander liegenden Strahlen Heißgas zur Oberfläche gedrückt und damit die Kühlwirkung in diesem Bereich verschlechtert wird. Außerdem wirkt der aus der Bohrung austretende Strahl als Hindernis für die Hauptströmung und führt zu einem Aufrollen der Grenzschicht. Die aufgerollte Grenzschicht setzt sich zu beiden Seiten der Filmkühlungsstrahlen in Form des Hufeisenwirbels fort (Abb. 2.10 und Kruse [70]). Die Beschleunigung der Hauptströmung bei der Umströmung des Hindernisses erzeugt Druckminima seitlich des Kühlluftstrahls, die erneute Querströmungen mit Wirbeln, genannt Schornsteinwirbel (Vogel [100]), erzeugen. Haven et. al. [50] konnten bei Untersuchungen an konturierten Bohrungen ein Wirbelpaar, genannt „Anti-Kidney-Vortex“, entdecken, das sich zwischen den Zentren des Nierenwirbels befindet und eine gegensinnige Rotation zu diesem aufweist (Abb. 2.11). Im Nachlauf des Strahls bildet sich ein Totwasserwirbel, der in verschiedenen Untersuchungen (Kruse [70] und Wilfert [105]) nachgewiesen wurde. Ein Resümee über die genannten Wirbelsysteme geben Vogel [101] und Sgarzi und Leboeuf [94] in ihren CFD-Untersuchungen zur Filmkühlung. Ein Überblick über die dominierenden Wirbel kann auch Abb. 2.12 entnommen werden.

Erst in den neunziger Jahren wurde man sich der Bedeutung der inneren Schaufelgeometrie für die Effektivität der Filmkühlung bewußt. Beim Einströmen aus dem Schaufelinnenraum in die Bohrung führen scharfe Kanten zu Strömungsablösungen im Bohrungskanal (Abb. 2.13). Durch Abrunden der scharfen Kante können diese Effekte abgebaut werden, wie Hyams et. al. [57] in CFD-Simulationen mit Schlitzausblasung nachweisen konnte. Die Ablösung im Bohrungskanal hat eine Beschleunigung der Strömung in der Bohrung („Jetting“) im verbleibenden, verengten Kanalquerschnitt zur Folge. Burd und Simon [21] erkannten, daß der Jetting-Effekt mit der Außenströmung in Wechselwirkung steht (Abb. 2.14) und somit auch die

Filmkühlung stark beeinflusst. Wegen des Jetting-Effekts ist die Bohrungslänge für die Filmkühlung von Bedeutung, denn mit zunehmender Lauflänge im Bohrungskanal legt sich die Strömung im Bohrungskanal erneut an (Berhe und Patankar [10]) und die Strahlgeschwindigkeit im Bohrungsquerschnitt wird homogenisiert.

Mit zunehmendem Strahlimpuls wird dessen Umlenkung durch die Hauptströmung hin zur Oberfläche erschwert und der Strahl dringt tiefer in die Hauptströmung ein. Häufig löst sich der Strahl im Bohrungsnahbereich stromab der Ausblasung von der Oberfläche. Das Abheben diskreter Filmkühlungsstrahlen aus zylindrischen Bohrungen mit axialer Anstellung von einer konvexen Oberfläche wird in einem Bereich von ein bis drei Bohrungsdurchmessern stromab der Bohrung auch in den Wärmeübergangsanalysen bestätigt. Der mit dem Ablösen des Strahls verbundene starke Abfall der lateral gemittelten Filmkühleffektivität wurde beispielsweise von Ko et. al. [66] nachgewiesen. Zunehmende Austrittsimpulse bzw. steigende Ausblasraten ergeben im abgelösten Bereich einen stärkeren Abfall der Filmkühleffektivität (Kruse und Metzinger [69]). Selbstverständlich spielt die Richtung des Austrittsimpulses hier auch eine wesentliche Rolle. Hohe Ausblasewinkel kombiniert mit großen Ausblasraten entfernen den Strahl im Nahbereich stromab der Bohrung stärker von der Oberfläche und führen zu einer zusätzlichen Abnahme der Filmkühleffektivität unmittelbar stromab der Bohrung (Baldauf et. al. [6]). Das durch steile Ausblasewinkel hervorgerufene starke Eindringen des Kühlluftstrahls in die Hauptströmung bewirkt zudem starke Turbulenzen im Bohrungsnahbereich und somit auch hohe Wärmeübergangskoeffizienten. Bei senkrechter Ausblasung aus einer zylindrischen Bohrung dissipiert der Strahl wegen der starken Interaktion mit der Hauptströmung sehr schnell. Die Wechselwirkung mit der Hauptströmung bleibt in diesem Fall jedoch nicht unmittelbar auf den Bereich stromab der Bohrung beschränkt, sondern breitet sich lateral stark aus und führt bei hohen Ausblasraten zu erhöhten Wärmeübergangskoeffizienten im gesamten Teilungsbereich (Baldauf et. al. [5]).

Ein verringelter Strahlimpuls beim Eintritt in die Hauptströmung lässt sich mit Hilfe von expandierenden Bohrungskonturen (siehe [Abb. 2.15](#)) erzielen. Eine Absenkung der stromabliegenden Bohrungshinterkante (Englisch: „Forward-Expansion“ oder „Laid-Back“) resultiert in einem kleineren Austrittswinkel, wenn die Strömung der Bohrungskontur folgen kann und keine Ablösung am Expansionsscheitelpunkt in der Bohrung stattfindet. Der Effekt auf den Wärmeübergang durch eine Impulsminderung bei divergenten Bohrungen (laterale Expansion) und einer abgesenkten Bohrungshinterkante, die zu einem kleineren Ausblasewinkel und damit zu einer anliegenden Strömung führt, lässt sich in Messungen von Yu et. al. [111] deutlich erkennen. In [Abb. 2.16](#) sind einige Ergebnisse von Yu et. al. zusammengefasst. Eine kleine ausschließliche Absenkung der Hinterkante reduziert den Wärmeübergangskoeffizienten im Bohrungsnahbereich merklich. Allerdings beschränkt sich die Verbesserung hauptsächlich auf

die Verlängerung der Bohrungsmittellinie, während im Bohrungzwischenraum die Verbesserung gering bleibt. Die Anhebung (Verbesserung) der adiabaten Filmkühleffektivität ist auf den Bereich stromab der Bohrungsmittellinie begrenzt, was auf einen ausgeprägten Einzelstrahlcharakter hindeutet. Wird die Laid-Back-Geometrie mit einer lateralen Divergenz („Fan-Shape“) gekoppelt, dann kann der Wärmetübergang in einem weiten Bereich stromab der Bohrung herabgesetzt werden. Eine Senkung des Wärmeübergangskoeffizienten verbunden mit der Erhöhung der Filmkühleffektivität im Bohrungsnahbereich hat eine Verminderung der thermischen Last der Schaufel zur Folge (Abb. 2.16d).

Thole et. al. [97], Giebert et. al. [40] und Gritsch [42], [43] assozierten die Überlegenheit der konturierten, divergenten Bohrungsformen gegenüber der zylindrischen Konfigurationen mit Vorteilen hinsichtlich der Mischung der Hauptströmung mit den Kühlstrahlen. Die Kühltausblasung aus divergenten Bohrungen führt zu geringeren wandnahen Strömungsgeschwindigkeiten und bewirkt außerdem eine Aufdickung der Grenzschicht. Gleichzeitig zeigen die divergenten Bohrungen eine homogener Filmkühlungswirkung verglichen mit zylindrischen Querschnitten. Vogel [101] hebt hervor, daß der Vorteil von divergenten Bohrungen nicht nur in der Herabsetzung des Austrittsimpulses liegt, sondern vielmehr, daß die Strahlexpansion auch zu einer besseren Überdeckung der zu kühlenden Oberfläche und abnehmendem Einzelstrahlcharakter bezüglich der Filmkühleffektivität führt. Zylindrische Querschnitte dagegen weisen einen stärkeren Einzelstrahlcharakter auf, der bei hohen Impulsverhältnissen beziehungsweise Ausblaseraten lange erhalten bleibt. Heißgas kann zwischen den Strahlen hindurch an die Oberfläche gelangen und damit die Filmkühleffektivität in diesem Bereich herab setzen (Haas et. al. [46]).

Es wurde bereits gezeigt, daß bei der Auslegung von Filmkühlungsbohrungen ein möglichst kleiner axialer Ausblasewinkel anzustreben ist. In der Praxis kann jedoch aufgrund konstruktiver Randbedingungen z.B. im Bereich der Vorderkante diese Forderung nicht immer erfüllt werden. Durch eine konturierte Bohrung mit abgesenkter Hinterkante (Laid-Back) ist, wie bereits erwähnt, ein flacher Ausblaseimpuls möglich. Kohli und Bogard [68] analysierten den Effekt des Laid-Back-Winkels und kamen zu dem Schluß, daß sich durch eine optimale Gestaltung von konturierten Bohrungen mit Laid-Back höhere lateral gemittelte Filmkühleffektivitäten erreichen lassen als mit zylindrischen Bohrungen bei kleinerem Ausblasewinkel (Abb. 2.17).

Bei der Auslegung von konturierten Bohrungen sind mögliche Strömungsablösungen im Bohrungskanal zu bedenken. Die bereits erläuterte Ablösung an der plenumsseitigen, scharfen Kante kann sich zum Beispiel bis in den divergenten Teil einer konturierten Bohrung fortsetzen, so daß die Strömung anschließend der expandierenden trichterförmigen Kontur nicht fol-

gen kann. Numerische Untersuchungen von Kohli und Thole [67] zeigen, daß die Eigenschaft der Strömung, der divergenten Bohrungskontur zu folgen, von der Länge des zylindrischen Eintrittsabschnitts der Bohrung abhängig ist. Die Ablösung im Bohrungskanal, die sich vom Einströmen bis in den divergenten Teil hinzieht, ist insbesondere bei einer Schaufelinnenströmung quer zur Bohrungssachse stark ausgeprägt (Abb. 2.18). Nach bisherigen Erfahrungen ist eine Mindestlänge von einem Bohrungsdurchmesser, gemessen als kürzeste Entfernung zwischen dem Kühllufteneintritt in die Bohrung und dem Scheitelpunkt am Beginn der Divergenz (Bemaßung l_0^* in Abb. 2.19) notwendig, um ein Wiederanlegen des Strahls im zylindrischen Abschnitt zu ermöglichen. Bei hohen Ausblaseraten und größeren Expansionswinkeln besteht zudem die Gefahr einer Strömungsablösung im divergenten Bohrungsschnitt. Damit wird die gewünschte Strahlauffächerung verhindert (Gritsch [42]). Abhängig von der Schaufelinnenströmung, der daraus resultierenden Bohrungsströmung und der Außenströmung kann bei lokal zu niedrigem Druck im Bohrungskanal ein unerwünschtes Eindringen von Heißgas in die Bohrung stattfinden. Dieses kommt insbesondere bei expandierenden Bohrungsformen mit Strömungsablösung in der Bohrung am Ende des divergenten Kühlkanals vor (McGrath und Leylek [78]). Das Eindringen von Heißgas in die Bohrung ist dabei mit der Gefahr der Schaufelbeschädigung verbunden.

Eine laterale Ausbreitung der Filmkühlungsstrahlen zur Homogenisierung der Filmkühlung ist durchaus wünschenswert. Thermisch ungünstig dagegen ist eine Vermischung normal zur Schaufeloberfläche, weil dadurch heißes Fluid in Richtung der zu kühlenden Wand transportiert wird. Da beide Faktoren vom Hauptstromturbulenzgrad abhängig sind, zeigt sich dessen doppelwertige Bedeutung in der Filmkühlung. Mit Hilfe von experimentellen Untersuchungen konnte an einer ebenen Platte und einem filmgekühlten Turbinengitter gezeigt werden, daß bei niedrigen und mittleren Ausblaseraten die Filmkühleffektivität an ebenen Platten mit zunehmendem Hauptstromturbulenzgrad herabgesetzt wird (Drost et. al. [27], Johnston, et. al. [61]), während bei hohen Ausblaseraten die Effektivität ansteigt, da in diesem Fall die laterale Ausbreitung des Strahls verbessert wird.

Im Gegensatz zur Hauptstromturbulenz fördert die Oberflächenrauhigkeit eine Ausmischung der Kühlluft lediglich im wandnahen Bereich, so daß sich dadurch höhere Filmkühleffektivitäten (Schmidt und Bogard [89]) ergeben. Gleichzeitig führt die Oberflächenrauhigkeit im Vergleich zur glatten Schaufel zu einer Anhebung des Wärmeübergangskoeffizienten (Bogard und Schmidt [11] und Guo et. al. [45]). Durch die Oberflächenrauhigkeit kann die Grenzschichttransition auf der Saugseite eines Turbinenschaufelgitters früher induziert werden und dies hat einen erhöhten Wärmeübergang zur Folge (Hoffs et. al. [55]).

Neben der Oberflächenrauhigkeit und der Hauptströmungsturbulenz zeigt der Grenzschichtzustand einen deutlichen Einfluß auf die Filmkühleffektivität. Eine turbulente Grenzschicht

führt zu einer stärkeren Gesamtdurchmischung der Kühlluft mit der Hauptströmung und vermindert dadurch die Filmkühleffektivität. Im vorderen Teil der Saugseite liegt die Filmkühleffektivität bei Vorderkantenausblasung in laminaren Grenzschichten in Bohrungsnähe wesentlich über der Filmkühleffektivität von turbulenten Grenzschichten. (Drost und Bölc [28] und Abb. 2.20).

Wie in Abschnitt 2.1 bereits erläutert, wird durch die Ausblasung an einem Turbinengitter der laminar-turbulente Umschlag der Grenzschicht erzwungen. Neben der Änderung der Verluste hat dies eine Erhöhung des Wärmeübergangs stromab der Bohrungen zur Folge (Horton et. al. [56]).

Der durch eine Filmkühlungsbohrung strömende Massenstrom ist, wie bereits gezeigt wurde, von der Außenströmung, der Innenströmung und der Bohrungs- und Plenumsgestaltung abhängig. Zur Beschreibung dieser Abhängigkeit dient der Ausflußkoeffizient Ψ , der das Verhältnis des tatsächlichen Bohrungsmassenstroms bezogen auf den idealen, durch das Druckverhältnis vorgegebenen und maximal möglichen Massenstrom darstellt.

$$\Psi = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{th}} \quad \text{mit} \quad \dot{m}_{th} = \pi \frac{d_H^2}{4} \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1}} \frac{p_{i,Pl}}{\sqrt{RT_{i,Pl}}} \sqrt{\left(\frac{p_{ex}}{p_{i,Pl}}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_{ex}}{p_{i,Pl}}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}}} \quad (2.8)$$

Wenn bestimmte Ausblasemassenströme oder Ausblasraten bei einem vorgegebenen Druckverhältnis erzielt werden müssen, ist die Kenntnis des Ausflußkoeffizienten bei der Auslegung der Filmkühlungsbohrungen wichtig. Nur bei einem bekannten Ausflußkoeffizienten lässt sich nämlich über die Dimensionierung der Bohrung der gewünschte Massenstrom einstellen. Die experimentelle Analyse der Ausflußkoeffizienten erfordert eine genaue Strömungsmodellierung mit Bedingungen ähnlich derer in Turbomaschinen. So zeigen beispielsweise Rowburry et. al. [86] in Abhängigkeit vom Druckverhältnis den deutlichen Einfluß der Außenströmungs-Mach-Zahl auf den Verlauf des Ausflußkoeffizienten. Dabei kann sich je nach Ausblaseposition auf der Schaufel der sogenannte „Crossover-Effekt“ einstellen, bei dem die unerwartete Situation eintritt, daß der Ausflußkoeffizient mit Außenströmung zum Teil über dem ohne äußere Hauptströmung liegt (Abb. 2.21). Bei komplexen Bohrungen mit Plenums- und Außenströmung würde eine Bewertung aller Parameter und wegen der verschiedenen Wechselwirkungen den Rahmen dieser Übersicht sprengen. Einen Überblick der vielfältigen Einflußfaktoren auf den Ausflußkoeffizienten geben z.B. Hay und Lampard [51]. In diesem Zusammenhang stellen z.B. Gritsch et. al. [44] die Ergebnisse von konturierten Bohrungen zusammen, während Burd und Simon [21] den Einfluß der Bohrungslänge auf den Ausflußkoeffizienten erläutern. Letztere zeigen, daß die Bohrungslänge nur in Verbindung mit den Zuströmverhältnissen im Plenum bei der Beurteilung des Ausflußkoeffizienten gesehen werden darf.

Mit einem von Rowburry et. al. [87] vorgestellten Verfahren zur Skalierung des Ausflußkoeffizienten in Turbomaschinen lassen sich die Ausflußkoeffizienten der Prüfstandsversuche auf Turbomaschinen übertragen. Das Skalierungsverfahren beruht auf der Annahme, daß die Änderung des Ausflußkoeffizienten zwischen den Fällen mit und ohne Ausblasung nicht von der Reynolds-Zahl in der Bohrung abhängt.

Experimente an einfachen, rechteckigen Bohrungen eignen sich besonders gut zur Grundlagenuntersuchung und werden wegen der vereinfachten Vernetzungsmöglichkeit häufig zur Nachrechnung mit CFD-Programmen herangezogen. Findlay et. al. [32] analysierten mit Hilfe der Laser-Doppler-Anemometrie und in begleitenden numerischen Untersuchungen die Strömung bei einer schrägen Ausblasung aus rechteckigen Bohrungen. Findlay et. al. kamen ebenfalls zu dem Schluß, daß die Notwendigkeit der Plenumsmodellierung auch bei CFD-Untersuchungen bestehe, da sich das Einströmen in die Bohrung von nachhaltiger Bedeutung für die weitere Strömungsentwicklung darstellte. Bohn et. al. ([13], [14] und [15]) gehen in den Anforderungen an CFD-Rechnungen noch einen Schritt weiter und machen die Notwendigkeit deutlich, daß für eine korrekte Untersuchung der Filmkühlung zusätzlich zur Modellierung der Strömung und des externen Wärmeübergangs auch die Lösung der Wärmeleitungsgleichung im Schaufelmaterial erforderlich ist. Der Grund hierfür ist in der Wechselwirkung zwischen der Aerodynamik, den Wärmeströmen im Schaufelmaterial und der lokalen Wandtemperatur zu sehen, da die die Filmkühlung beeinflussenden Stoffgrößen zum Großteil eine Temperaturabhängigkeit aufweisen. So wird beispielsweise das Dichteverhältnis maßgeblich vom Temperaturverhältnis der Hauptströmung zur Kühlungsströmung geprägt. Untersuchungen an der ebenen Platte und an Schaufeln mit Vorderkantausblasung ergaben, daß die Filmkühleffektivität bei gleichbleibender Ausblasrate mit zunehmendem Dichteverhältnis ansteigt (Haas et. al. [47], Cruse [25]). Experimentelle Analysen von Ekkad et. al. [30] zeigen andererseits, daß der Wärmeübergang mit steigenden Dichteverhältnissen sinkt, da bei konstanter Ausblasrate das Geschwindigkeitsverhältnis indirekt proportional zum Dichteverhältnis sinkt. Das sinkende Geschwindigkeitsverhältnis führt jedoch, wie bereits erläutert, zu einem enger an der Oberfläche anliegenden Strahl und damit zu höherer Kühleffektivität.

Neben der Bohrungsform wirkt sich auch die Bohrungsteilung auf die Ausbildung der Haupt- und Kühlluftströmung aus und besitzt somit einen entscheidenden Einfluß auf die Kühlwirkung. So demonstrieren Kruse [71] und Peña [85], daß, verglichen mit Einzelstrahlen, dicht beisammen liegende Bohrungen zu einer Interaktion der Ausblasestrahlen untereinander führen und sie deswegen nicht so weit in die Hauptströmung eindringen. Gleichzeitig ergibt eine geringere Bohrungsteilung eine gleichmäßige Filmkühlungswirkung.

Zur gleichmäßigeren Verteilung der Kühlluft auf der Schaufeloberfläche und damit zu einer besseren Kühlung werden die Bohrungen häufig quer zur Strömung angestellt. Dies hat auf-

grund der Scherkräfte zwischen dem oberen Rand des Nierenwirbels und der darüberliegenden Hauptströmung eine Anfachung des einen Wirbelastes bzw. eine Abschwächung des anderen zur Folge, wie Ardey [3] (vgl. Abb. 2.22) in experimentellen und Baier et. al. [7] in numerischen Untersuchungen erkannten. Die Vergrößerung der Rotationsintensität des einen Wirbelastes führt zum unerwünschten Effekt, daß heißes Hauptströmungsfluid zu der Oberfläche hin geleitet wird (Kaszeta et. al. [62]). Bemerkenswert sind die Ergebnisse von Chen et. al. [24] und Seager und Liburdy [92], die bei niedrigen Ausblaseraten im Gegensatz zu Zylinderbohrungen keine Verbesserung der lateral gemittelten Filmkühleffektivität von schräg angestellten divergenten Bohrungen gegenüber nicht angestellten feststellen (Abb. 2.23). Gleichwohl ist aufgrund der stärkeren Scherkräfte in der Strömung zwischen den schrägen Strahlen und der Oberfläche eine Zunahme des Wärmeübergangskoeffizienten zu beobachten (Abb. 2.24).

Nach systematischen numerischen Simulationen (Walters und Leylek [102], McGovern und Leylek [79], Hyams und Leylek [58], Brittingham und Leylek [19]) an zylindrischen und konturierten Bohrungen ohne und mit lateraler Anstellung kommen die Autoren zu dem Schluß, daß die Superposition der Strömungsphänomene von lateral angestellten zylindrischen Bohrungen und konturierten nicht angestellten Bohrungen im Vergleich zum „echten“ Strömungsbild einer konturierten Bohrung mit lateraler Anstellung falsche Ergebnisse liefert.

Eine andere Möglichkeit der verbesserten Kühlung bietet die Gestaltung des Schaufelplenums mit dem Ziel einer optimalen Wirbelinduzierung im Kühlungsstrahl. Zu Beginn dieses Kapitels wurde gezeigt, daß nebeneinander liegende Nierenwirbel Heißgas zur Oberfläche hinführen und damit die Kühlwirkung herabsetzen. Durch eine Linkskrümmung der Strömung im Zuführungsbereich zur Bohrung wird eine zum Nierenwirbel gegenläufige Rotation induziert, die die negative Wirkung des Nierenwirbels auf die Filmkühlung vermindert (Vogel [101] und Wilfert [106]).

Erste experimentelle Untersuchungen zum Einfluß der Oberflächenkrümmung auf die Filmkühleffektivität wurden bereits in den siebziger Jahren durchgeführt. Konvexe Oberflächen sind in der Regel mit einem Druckgradienten normal zur Schaufel und einem Druckminimum an der Oberfläche verbunden, so daß der Strahl in seinem weiteren Verlauf an der Oberfläche gehalten wird. Konkave Oberflächen besitzen gegenteilige Eigenschaften. Anhand von Messungen von Berhe und Patankar [10] an konkaven und konvexen Oberflächen erkennt man deutlich, wie sich der Strahl bei konkaver Krümmung zunehmend von der Oberfläche entfernt (Abb. 2.25). Die zweidimensionalen Versuche mit einem Schlitzausblasestrahl über konvex und konkav gekrümmten Oberflächen von Folayan und Whitelaw [33] zeigen, daß bei zunehmender Krümmung einer konvexen Oberfläche die Filmkühleffektivität steigt, solange keine Strahlablösung von der Oberfläche eintritt. Beim Abheben des Strahls verschiebt sich

mit zunehmender Krümmung der Ablösepunkt zur Ausblasestelle hin. Im Bereich des abgehobenen Strahls sinkt die Filmkühleffektivität stark ab.

Mit Hilfe von CFD-Simulationen von York und Leylek [110] an einer ebenen Platte mit konvexer gegenüberliegender Wand konnte die Wirkung des Druckgradienten auf die Wirbelentwicklung und auf die Filmkühleffektivität in einer beschleunigten Strömung geklärt werden. Beim Vergleich mit einer Strömung entlang einer ebenen Platte ohne Druckgradient zeigt sich ein längerer Fortbestand des Nierenwirbels beim Aufprägen eines positiven Druckgradienten. Die geringere Eindringtiefe des Strahls in die Hauptströmung lässt sich auch anhand der Temperaturverteilung in Profilnormalenschnitten nachweisen (Abb. 2.26)

Betrachtet man den Umfang der Untersuchung zur Filmkühlung, so fällt auf, daß ein Schwerpunkt der Forschungsarbeiten auf experimentellen und numerischen Untersuchungen an der ebenen Platte lag. Aus der Vielzahl der geschilderten Einflußparameter wird jedoch klar, daß eine Übertragung der Ergebnisse von Filmkühlungsuntersuchungen an der ebenen Platte auf Turbinenschaufelgitter nur bedingt möglich ist (siehe auch Goldstein et. al. [41]), weil hier eine Überlagerung der verschiedensten Effekte stattfindet. Außerdem ist bei den realitätsnahen Experimenten eine Einhaltung der wichtigsten Kenngrößen der Turbomaschinenströmung bedeutsam. Ausgehend von den Untersuchungen an der ebenen Platte, die eine hohe Informationsdichte ermöglichen, muß in systematischen Untersuchungen schrittweise zu Experimenten und Rechnungen am ebenen Schaufelgitter übergegangen werden. Eine Fortsetzung der Untersuchungen an Ringgittern erweitert die Betrachtungen um den Einfluß von radialen Druckgradienten. Schließlich ist eine Beachtung von periodisch instationären Zuströmungsbedingungen notwendig, weil dadurch die Grenzschichtentwicklung und damit der Wärmeübergang beeinflußt wird.

Eine Verbesserung von Filmkühlungskonfigurationen setzt kombinierte Strömungsfelduntersuchung und die Bestimmung des lokalen Wärmeübergangs voraus, denn mit Hilfe von detaillierten Strömungsfeldmessungen im Mischungsbereich und Wärmeübergangsmessungen ist eine Zuordnung von aerodynamischen und thermischen Effekten möglich (Abb. 2.27). Die Assoziation aerodynamischer und thermischer Phänomene ist die Voraussetzung für die gesamte Optimierung von Filmkühlungskonfigurationen.

3 Versuchsaufbau, Meßtechnik und Auswertemethoden der experimentellen Untersuchungen

Die experimentellen Untersuchungen zur Optimierung der Filmkühlungskonfigurationen fortschrittlicher Turbinenbeschauflungen mit Ausblasung auf der Saugseite wurden am Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal des Instituts für Strahltriebwerke der Universität der Bundes-

wehr München durchgeführt. Die folgenden Unterkapitel enthalten eine Beschreibung des Versuchsträgers und erläutern dessen Integration in den gesamten Versuchsaufbau, sowie die Meßtechnik und die damit verbundenen Auswertemethoden.

3.1 Aerodynamische Auslegung und Aufbau des Versuchsträgers

Die experimentellen und numerischen Untersuchungen wurden an Varianten des Turbinengitters T106-300 durchgeführt. Das dabei zugrunde liegende Gitter T106 wurde im Rahmen des Programms „Zukunfts-Technik Luftfahrt“ von Fottner und Lichtfuß [35] ausgelegt und war in der Vergangenheit Gegenstand zahlreicher Untersuchungen mit unterschiedlichen Zielsetzungen. Es wurde bereits in den experimentellen und numerischen Untersuchungen von Wilfert [105] zur Klärung der Mischungsvorgänge zwischen Kühlfilmen und der Gitterströmung eingesetzt, die als Grundlage für die aktuellen Optimierungsuntersuchungen dienten.

Die aerodynamischen Auslegungsdaten des Gitters sind:

- Zuström-Mach-Zahl: $Ma_1 = 0.28$
- Abström-Mach-Zahl: $Ma_{2h} = 0.59$
- Zuströmwinkel: $\beta_1 = 127.70^\circ$
- Abströmwinkel: $\beta_2 = 26.80^\circ$
- Abström-Reynolds-Zahl: $Re_{2h} = 500000$
- Schaufelteilungsverhältnis: $t/l = 0.799$
- Staffelungswinkel: $\beta_s = 59.28^\circ$

Der Forderung nach zweidimensionaler Strömung im Mittelschnitt des Gitters ohne Sekundärströmungseinflüsse aufgrund der Seitenwandströmung einerseits und der Wunsch nach hoher räumlicher Auflösung im Mischungsbereich andererseits wurde durch eine Skalierung des Gitters von ursprünglich 100 mm auf 300 mm Sehnenlänge Rechnung getragen. Der Querschnitt des Turbinengitters T106-300 ist in der [Abb. 3.1](#) dargestellt. Die Profilkordinaten können der [Tab. 3.1](#) entnommen werden. Die wichtigsten geometrischen Parameter des Gitters T106-300 werden im folgenden kurz zusammengefaßt:

- Schaufelanzahl: $n_s = 3$
- Sehnenlänge: $l = 300$
- Schaufelhöhe: $h = 300$

Die drei Schaufeln kombiniert mit je einem Umlenkblech oberhalb und unterhalb des Gitters gewährleisten eine ausreichende Periodizität der Strömung an der mittleren Meßschaufel, die relativ zur Meßstrecke in der Kanalmitte angeordnet ist.

Zur Untersuchung der Filmkühlung wurden die Schaufeln mit einem Plenum zur Ausblasung der Kühlluft ausgestattet. Das Plenum wird von beiden Seiten der Schaufel mit Sekundärluft

gespeist und ist ausreichend dimensioniert, so daß keine Querströmung im Schaufelinneren auftritt.

Wegen der Vielfältigkeit der Bezeichnungen, die bei der Bemaßung von Filmkühlungskonfigurationen verwendet werden, müssen zunächst einige grundlegende Definitionen mit Hilfe der Abb. 3.2 geklärt werden. In der vorliegenden Arbeit werden folgende Bezeichnungen verwendet:

- d_H : Durchmesser der zylindrischen Bohrung oder des plenumsseitigen, zylindrischen Einlaufquerschnitts von konturierten Bohrungen
- l_H : Gesamte Länge der Bohrung gemessen an der Mittellinie des zylindrischen Abschnitts
- l_0 : Mittlere Länge des zylindrischen Bohrungsabschnitts gemessen an der Mittellinie
- l_0^* : Minimale Länge des zylindrischen Bohrungsabschnitts gemessen als kürzeste Entfernung zwischen dem Plenum und dem Scheitelpunkt am Beginn des Diffusors
- $l_1 + l_2$: Mittlere Länge des Fan-Shape-Abschnitts
- l_2 : Mittlere Länge des Laid-Back-Abschnitts
- δ_1 : Fan-Shape-Winkel
- δ_2 : Laid-Back-Winkel

Die als Grundlage dienende Gitterkonfiguration von Wilfert [105] wird im folgenden mit **T106-300-0** bezeichnet. Sie zeichnet sich durch zylindrische Ausblasebohrungen ohne laterale Anstellung mit scharfen Bohrungskanten aus. Eine Ansicht der mittleren Meßschaufel zeigt die Abb. 3.3. Die Daten der Konfiguration T106-300-0 lassen sich, wie folgt, zusammenfassen:

Gitterbezeichnung:	T106-300-0
• Lage der Filmkühlungsbohrungen:	$x/l = 0.40$
• Bohrungsdurchmesser:	$d_H = 3.0 \text{ mm}$
• Bohrungsverhältnis:	$l_H/d_H = 3.0$
• Bohrungsteilung:	$t_H = 7.5 \text{ mm}$
• Anzahl der Bohrungen:	$n_H = 34$
• Axialer Anstellwinkel der Bohrung:	$\gamma_{ax} = 30^\circ$
• Lateraler Anstellwinkel der Bohrung:	$\gamma_{lat} = 0^\circ$

Der axiale Anstellwinkel stellt in der obigen Definition den Winkel zwischen der Bohrungsachse und der Oberflächentangenten am Durchtrittspunkt der Bohrung dar.

Für alle Experimente der vorliegenden Optimierungsuntersuchungen wurde ein neuer Versuchsträger konzipiert und gefertigt. Zur Senkung der Fertigungskosten des Versuchsträgers wurde ein geteilter Aufbau der Meßschaufel gewählt (Abb. 3.4), der aus einer Unterschale und einer Oberschale besteht. Die Unterschale umfaßt die gesamte Druckseite, den hinteren Teil der Saugseite und die Profilvorder- und hinterkante. Die Oberschale beinhaltet fast den gesamten Teil der Saugseite vor der Ausblasestelle bis in die Nähe der Vorderkante und einen Bereich von ca. 35 Bohrungsdurchmessern stromab der Ausblasestelle. Die austauschbare Oberschale wird für die verschiedenen Konfigurationen jeweils neu gefertigt und instrumentiert, während eine identische Unterschale mit der Druckseiteninstrumentierung in allen Gittern eingesetzt werden kann.

Während für die Untersuchungen des Wärmeübergangs eine Schaufel aus isolierendem Material (adiabate Messungen) zwingend erforderlich ist, machen die Strömungsfeldmessungen mit der 3D-Hitzdrahtanemometrie wegen des eingesetzten Systems zur Bestimmung des Sondenabstands von der Schaufelwand (siehe Wilfert [105]) eine elektrisch leitende Schaufel notwendig. Da für die Konfiguration T106-300-1 keine Hitzdrahtmessungen vorgesehen waren, wurde für das Gitter T106-300-1 lediglich eine isolierende Kunststoffoberschale gefertigt. Dieses Gitter stellt somit einen Sonderfall gegenüber allen anderen Konfigurationen dar, denn hier wurde die Profildruckinstrumentierung und die Wärmeübergangsinstrumentierung kombiniert in einer Schale untergebracht. Für die Konfigurationen T106-300-2 bis T106-300-5 wurde jeweils eine Oberschale aus Kunststoff und eine weitere aus Aluminium hergestellt. Die Wärmeübergangsinstrumentierung ist in die Kunststoffschaufel integriert, während die Aluminiumschalen die Profildruckverteilungsbohrungen enthalten.

Ergänzend zu den aerodynamischen Untersuchungen am Turbinengitter T106-300-0 von Wilfert [105] wurden Messungen des Wärmeübergangs im Rahmen der vorliegenden Optimierungsuntersuchungen am Gitter T106-300-1 durchgeführt, das aus dem Gitter T106-300-0 abgeleitet wurde. Wie bereits im vorhergehenden Kapitel hingewiesen wurde, hat das Bohrungsverhältnis einen entscheidenden Einfluß auf die Entwicklung der Strömung in der Bohrung und am Bohrungsaustritt, so daß das Bohrungsverhältnis an realistische Werte von filmgekühlten Turbinenschaufeln angepaßt wurde. Aufgrund der vergrößerten Bohrungslänge war anschließend auch eine Abstimmung der Innenraumkonturierung erforderlich. Zur Sicherstellung eines ausreichenden Innenquerschnitts, um die Forderung nach einem Plenum ohne Querströmungen zu erfüllen, wurde lediglich der hintere Abschnitt des Plenums neu ausgelegt (Abb. 3.5). Die folgende Auflistung enthält die wichtigsten Geometrieparameter des Turbinengitters T106-300-1 im Überblick:

Gitterbezeichnung:	T106-300-1
• Lage der Filmkühlungsbohrungen:	$x/l = 0.40$
• Bohrungsdurchmesser:	$d_H = 3.0 \text{ mm}$
• Bohrungsverhältnis:	$l_H/d_H = 5.0$
• Bohrungsteilung:	$t_H = 7.5 \text{ mm}$
• Anzahl der Bohrungen:	$n_H = 34$
• Axialer Anstellwinkel der Bohrung:	$\gamma_{ax} = 30^\circ$
• Lateraler Anstellwinkel der Bohrung:	$\gamma_{lat} = 0^\circ$

Die Auslegung aller analysierten Konfigurationen hatte die Optimierung der Filmkühlung als Leitlinie. Deswegen wurden bei den Variationen der Bohrungskonfiguration, soweit möglich, nur wenige Parameter der Bohrungsgeometrie verändert. Die Ergebnisse aller Vorläufermessungen dienten bei der weiteren Auslegung als Grundlage für die neu zu erstellende Variante. Die Ausblaseposition blieb in allen Untersuchungen gleich, um die Vergleichbarkeit zu gewährleisten. Als Referenzfall aller Analysen und Vergleiche wird das Gitter T106-300-1 herangezogen.

Als erster Variationsparameter wurde der Einfluß des axialen Anstellwinkels der Bohrung untersucht. Hierzu wurde ausgehend von der Variante T106-300-1 für die Konfiguration T106-300-2 der axiale Anstellwinkel der Bohrungen von 30° auf 50° erhöht. Im Kap. 2 wurde bereits der wesentliche Einfluß der Plenumsgeometrie und der Einströmverhältnisse auf die Filmkühlung dargestellt. Um bei der Konfiguration T106-300-2 trotz des vergrößerten äußeren Bohrungswinkels die gleichen Einströmgeometrien und -verhältnisse wie bei der Konfiguration T106-300-1 sicherzustellen, war eine Modifikation des Plenums notwendig. Gleichzeitig wurde ein Einströmen in die Bohrung ohne Querströmung im Schaufelinnenraum gefordert. Beide genannten Randbedingungen führten zu einer Auslegung des Plenums mit einem ausreichend groß dimensionierten Sekundärluftzuführungsquerschnitt im vorderen Teil und einem zur Konfiguration T106-300-1 identischen Bohrungsinnenwinkel auf der Plenumsseite. Die Meßschaufel des Turbinengitters T106-300-2 ist in der Abb. 3.6 dargestellt und ihre wichtigsten Daten sind:

Gitterbezeichnung:	T106-300-2
• Lage der Filmkühlungsbohrungen:	$x/l = 0.40$
• Bohrungsdurchmesser:	$d_H = 3.0 \text{ mm}$
• Bohrungsverhältnis:	$l_H/d_H = 5.0$
• Bohrungsteilung:	$t_H = 7.5 \text{ mm}$
• Anzahl der Bohrungen:	$n_H = 34$

- Axialer Anstellwinkel

der Bohrung: $\gamma_{ax} = 50^\circ$

- Lateraler Anstellwinkel

der Bohrung: $\gamma_{lat} = 0^\circ$

Ohne den Ergebnisdarstellungen der nächsten Kapitel vorgreifen zu wollen, sei jedoch angemerkt, daß sich der flachere Ausblasewinkel der Konfiguration T106-300-1 gegenüber dem Turbinengitter T106-300-2 als überlegen erwies. Diese Erkenntnis führte dazu, daß alle weiteren Untersuchungen an Filmkühlungsgeometrien mit 30° axialem Ausblasewinkel stattfanden.

Aus der Literaturanalyse ist bekannt, daß konturierte Filmkühlungskonfigurationen mit Diffusorbohrungen am Austritt im Vergleich zu zylindrischen Bohrungen überlegene Filmkühlungseigenschaften mit besserer Strahlauffächerung und geringeren aerodynamischen Verlusten aufweisen. Deshalb wurde als nächster Optimierungsschritt in der Konfiguration T106-300-3 eine Bohrungskontur mit lateraler Expansion und zylindrischem Einlaufbereich untersucht. Die minimale Länge des zylindrischen Einlaufbereichs l_0 wurde basierend auf der bisherigen Erfahrung auf 1.0 Bohrungsdurchmesser festgelegt, um ein Wiederanlegen der Strömung im zylindrischen Bohrungsabschnitt nach dem Einströmen aus dem Plenum zu erreichen. Zur Vermeidung der Strömungsablösung bei zu großer lateraler Divergenz, wurde der laterale Expansionswinkel gegenüber Gritsch [42] von 14° auf 10° gesenkt. Infolge der lateralen Expansion und den daraus resultierenden vergrößerten Bohrungsaustrittsflächen auf der Schaufeloberfläche wurde die Bohrungsteilung verdoppelt, um eine Verschneidung der Diffusorabschnitte untereinander zu vermeiden. Andererseits halbierte sich dadurch die Anzahl der Bohrungen.

Im Rahmen der Optimierung wurde die Bohrungskontur des Gitters T106-300-4 mit dem Ziel der weiteren Reduktion des Ausblaseimpulses und zur Senkung der Kühlstrahleindringtiefe angepaßt. Der Ausblaseimpuls läßt sich durch eine zweite Expansion vermindern und durch Hinzufügen eines Laid-Back-Abschnitts wird gleichzeitig der effektive axiale Ausblasewinkel verringert. Der Scheitelpunkt zwischen dem zylindrischen Abschnitt und der lateralen Expansion sowie der Expansion in Hauptströmungsrichtung ist deckungsgleich. Alle weiteren Daten sind identisch zur Konfiguration T106-300-3.

In den abschließenden Experimenten wurde der Einfluß des lateralen Anstellwinkels untersucht. Dazu wurde unter Beibehaltung der Bohrungskontur der Variante T106-300-4 die Bohrung der Konfiguration T106-300-5 um 45° gegenüber der Hauptströmungsrichtung gedreht.

In den Fällen T106-300-3, T106-300-4 und T106-300-5 wurde die Plenumskontur der Konfiguration T106-300-1 gewählt, so daß bei den Untersuchungen identische Einströmbedingungen sichergestellt sind.

In der folgenden Gegenüberstellung der Turbinengitter mit konturierten Bohrungen sind alle charakteristischen Daten enthalten:

Gitterbezeichnung:	T106-300-3	T106-300-4	T106-300-5
Lage der Filmkühlungsbohrungen:	$x/l = 0.40$	$x/l = 0.40$	$x/l = 0.40$
Bohrungsdurchmesser des zylindrischen Abschnitts:	$d_H = 3.0 \text{ mm}$	$d_H = 3.0 \text{ mm}$	$d_H = 3.0 \text{ mm}$
Länge des zyl. Abschnitts:	$l_0^* = 3.0 \text{ mm}$	$l_0^* = 3.0 \text{ mm}$	$l_0^* = 3.0 \text{ mm}$
Distanz zwischen Beginn des Fan-Shape-Abschnitts und des Laid-Back-Abschnitts:	–	$l_1 = 0$	$l_1 = 0$
Fan-Shape-Winkel:	$\delta_1 = 10^\circ$	$\delta_1 = 10^\circ$	$\delta_1 = 10^\circ$
Laid-Back-Winkel:	–	$\delta_2 = 10^\circ$	$\delta_2 = 10^\circ$
Bohrungsverhältnis:	$l_H/d_H = 5.0$	$l_H/d_H = 5.0$	$l_H/d_H = 5.0$
Bohrungsteilung:	$t_H = 15.0 \text{ mm}$	$t_H = 15.0 \text{ mm}$	$t_H = 15.0 \text{ mm}$
Anzahl der Bohrungen:	$n_H = 18$	$n_H = 18$	$n_H = 18$
Axialer Anstellwinkel der Bohrung:	$\gamma_{ax} = 30^\circ$	$\gamma_{ax} = 30^\circ$	$\gamma_{ax} = 30^\circ$
Lateraler Anstellwinkel der Bohrung:	$\gamma_{lat} = 0^\circ$	$\gamma_{lat} = 0^\circ$	$\gamma_{lat} = 45^\circ$

3.2 Versuchsaufbau am Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal

3.2.1 Kurzbeschreibung der Versuchsanlagen

Bei der Untersuchung von Strömungs- und Wärmeübertragungsphänomenen müssen neben der geometrischen Modellähnlichkeit Kompressibilitäts-, Reibungseffekte berücksichtigt werden. Diese Effekte lassen sich durch verschiedene dimensionslose Ähnlichkeitskennzahlen beschreiben, wie z.B. die Mach-Zahl für die Kompressibilität und die Reynolds-Zahl für die Zähigkeit. Eine Erfüllung der wichtigsten Ähnlichkeitsparameter gestattet die Übertragung von an Schaufelgittermodellen gewonnenen Ergebnissen auf reale Turbomaschinen.

Der Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal (HGK) gehört zu den wenigen Gitterwindkanälen, die eine unabhängige Variation der Mach-Zahl und der Reynolds-Zahl gestatten und damit die Übertragbarkeit der am Modell erzielten Ergebnisse auf Turbomaschinen erlauben

(Scholz und Hopkes [90], Sturm und Fottner [95]). Die wesentlichen Komponenten des Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanals sind:

- Druckkammer
- Druckluftversorgung (Axialverdichter mit drosselabhängiger Nebenablaßeinrichtung)
- Beruhigungsstrecke (Diffusor, Kühler, Vorkammer und Düse)
- Meßstrecke (Turbulenzreduzierer, Zuströmkanal und Schaufelgitter)

Die Hauptkomponenten des Windkanals sind, wie aus [Abb. 3.7](#) ersichtlich, in der bis auf 40 hPa Absolutdruck evakuierbaren Druckkammer untergebracht. Die für die Strömung notwendige Druckluft wird von einem sechsstufigen Axialverdichter mit drosselabhängiger Nebenablaßeinrichtung zur Verfügung gestellt. Die Antriebseinheit des Verdichters mit einer Höchstleistung von 1300 kW und die drehzahlregelbare hydraulische Kupplung mit deren erforderlichen Nebenaggregaten befinden sich außerhalb der Druckkammer. Bei geschlossener Druckkammer dissipiert die gesamte vom Verdichter zugeführte Leistung und wird in Wärme umgesetzt. Umfangreiche Kühler erlauben den Abtransport der Wärme und gewährleisten eine Regelung der Strömungstotaltemperatur in Bereichen zwischen 20°C und 60°C. Die Einstellung der Strömungstemperatur kombiniert mit dem statischen Druck in der Vakuumkammer sowie dem Verdichterabströmstaupunkt, erlaubt eine unabhängige Einstellung der Mach- und Reynolds-Zahl.

Für die Untersuchungen der Filmkühlung wird ein zusätzlicher Schraubenverdichter eingesetzt (Beeck [9]), der die sekundäre Ausblaseluft zur Verfügung stellt. Aufgrund der geschlossenen Bauweise des Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanals ist die Sekundärluftzufuhr in einem geschlossenen Kreislauf mit diesem verbunden und wird auf dem selben Druckniveau betrieben. Die aus den Schaufeln ausgeblasene Luft wird dabei innerhalb der Vakuumkammer abgesaugt und erneut in den Sekundärkreislauf eingeleitet ([Abb. 3.8](#)). Die Regelung des geförderten Ausblasemassenstroms erfolgt über die Antriebsdrehzahl des Verdichters und über Bypass-Nebenablaßeinrichtungen. Mit Hilfe eines weiteren Kühlers wird die Temperatur der Sekundärluft dem Temperaturniveau in der Druckkammer angepaßt.

3.2.2 Meßstrecke und Instrumentierung

Der Einbau des Turbinengitters T106-300 in die Meßstrecke des HGK ist in [Abb. 3.9](#) ersichtlich. Zur Erzeugung einer homogenen Zuströmung sind am oberen und unteren Kanalboden der Zuströmdüse Umlenkbleche angebracht, die ungefähr die Form der Skeletlinie des Profils T106-300 besitzen. Die Böden werden so eingestellt, daß die Umlenkbleche etwa ein Drittel einer Teilung von der oberen und unteren Schaufel entfernt sind. Die Homogenität der Zuströmung wird in Vorversuchen durch Einstellen der drehbaren Umlenkbleche sichergestellt und mit einem Vielfachmanometer kontrolliert.

Die realitätsnahe Untersuchung von Schaufelgittern erfordert für Turbomaschinen typische Zuström turbulenzgrade. Durch den Einbau des Turbulenzsiebes Vlk stromauf der Gittereintrittsebene wird ein Zuström turbulenzgrad von 3.5 % erreicht (Klock et. al. [64]).

Zur Regelung der Strömungsgrößen und zur Einhaltung der Ähnlichkeitsparameter wird die Zuströmtemperatur T_{t1} über vier Pt100-Thermowiderstände in der Vorkammer ermittelt. Unter Annahme adiabater Bedingungen kann diese der Strömungstotaltemperatur in der Meßebene gleichgesetzt werden. Die Messung des statischen Zuströmdrucks p_1 erfolgt 96 mm vor der Gittereintrittsebene an der in Strömungsrichtung gesehen linken Seitenwand. An der gegenüberliegenden Seite wird in einem Abstand von 50 mm zur Wand mit einer Pitot-Sonde der Zuströmtotaldruck p_{t1} ermittelt. Auf der Abströmseite des Schaufelgitters wird in einer strömungsberuhigten Zone der Druckkammer der Kammerdruck p_K bestimmt.

Alle Messungen erfolgen an der mittleren Schaufel, so daß zur Senkung der Fertigungskosten nur diese mit den konturierten Bohrungen versehen wurde. Die obere und untere Schaufel sind dem Gitter T106-300-0 entliehen und die Ausblasung erfolgt dort aus zylindrischen Bohrungen mit 30° axialem Ausblasewinkel.

In Kapitel 2 wurde bereits die Ausblaserate M_{∞} als Maß zur Charakterisierung der Ausblasestärke erläutert. In der Definition in Gl. (2.6) werden die Hauptströmungsgrößen ρ_{∞} und G_{∞} am Ort der Ausblasung zur Berechnung von M_{∞} herangezogen. Im Falle von Gitterströmungen sind die Größen ρ_{∞} und G_{∞} örtlich variabel und von der Ausblasung abhängig. Bei Schaufelgitteruntersuchungen hat sich deswegen eine Definition der Ausblaserate durchgesetzt, in der die Zuströmgrößen vor dem Gitter für die Bestimmung der Ausblaserate M herangezogen werden:

$$M = \frac{\rho_c \cdot G_c}{\rho_1 \cdot G_1} \quad (3.1)$$

Die Größen ρ_1 und G_1 lassen sich aus den gemessenen Zuströmgrößen p_1 , p_{t1} und T_{t1} berechnen. Das Produkt $(\rho_c \cdot G_c)$ wird aus dem gesamten Ausblasemassenstrom und der Gesamtfläche aller Bohrungen bestimmt:

$$(\rho_c \cdot G_c) = \frac{(\dot{m}_c)_{\text{ges}}}{(A_H)_{\text{ges}}} \quad (3.2)$$

Dabei wird der gesamte Ausblasemassenstrom $(\dot{m}_c)_{\text{ges}}$ mit einer Normblende gemäß DIN 1952 gemessen, die alle dafür notwendigen Instrumentierungen aufweist.

In den Plena der drei Schaufeln befinden sich Pitot-Sonden zur Bestimmung des Totaldrucks und Pt100-Thermowiderstände zur Messung der Plenumstotaltemperatur. Wie in der Litera-

turanalyse gezeigt wurde, ist der tatsächlich durch eine Bohrung hindurchtretende Massenstrom unter anderem von der Bohrungsgeometrie abhängig und kann nach Gl. (2.8) mit dem theoretisch möglichen Massenstrom in Relation gesetzt werden. Die tatsächliche Aufteilung des Ausblasemassenstroms ist wegen der verschiedenen Bohrungsformen an der mittleren bzw. oberen und unteren Schaufel unterschiedlich und es bedarf einer Kalibrierung, um den gewünschten Ausblasemassenstrom für die mittlere Meßschaufel festzulegen. Das Kalibrierverfahren beruht auf einem Vorschlag von Ardey und ist in [3] ausführlich beschrieben. Die Kalibrierung der Massenstromaufteilung erfolgt, indem der Plenumstotaldruck und der Gesamtmasenstrom aller drei Schaufeln in Abhängigkeit von der zur Regelung verwendeten *mittleren* Ausblaserate ermittelt werden. Anschließend wird die Kühlluftzufuhr der Meßschaufel unterbrochen und der Plenumstotaldruck für eine gewählte mittlere Ausblaserate erneut eingestellt. Der nun resultierende Massenstrom $(\dot{m}_c)_{\text{oben+unten}}$ wird an der Meßblende ermittelt. Die Differenz dieser beiden Massenströme ist der Ausblasemassenstrom aus der mittleren Meßschaufel $(\dot{m}_c)_{\text{Meßschaufel}}$.

$$(\dot{m}_c)_{\text{Meßschaufel}} = (\dot{m}_c)_{\text{ges}} - (\dot{m}_c)_{\text{oben+unten}} = f(p_{t,Pl}) \quad (3.3)$$

Während der Filmkühlungsuntersuchungen wird eine kalibrierte, mittlere Ausblaserate eingestellt, so daß der an der Meßschaufel erforderliche Massenstrom und somit die tatsächliche Ausblaserate erreicht wird.

3.3 Meßtechniken und Auswertemethoden

Zur Beurteilung des Verlustverhaltens und der aerodynamischen Belastung der Turbinengitter wurden für alle Konfigurationen Nachlauftraversierungen und Profildruckverteilungsmessungen durchgeführt. Außerdem wurden zur qualitativen Beurteilung der wandnahen Strömung Ölanstrichbilder angefertigt.

3.3.1 Gitternachlaufmessungen

Nachlaufmessungen geben über das Verlustverhalten und die Umlenkung des Gitters Aufschluß. Bei der Untersuchung der Strömungsgrößen im Nachlauf des Turbinengitters T106-300-x wird eine Keilsonde im Mittelschnitt in Umfangsrichtung traversiert. Der Abstand der Sonde von der Gitteraustrittsebene e_M beträgt dabei 20% der Sehnenlänge. Während der Traversierung werden folgende Abströmgrößen ermittelt:

- örtlicher Totaldruck $p_{t,u}$
- örtlicher statischer Druck $p_{2,u}$
- örtlicher Abströmwinkel $\beta_{2,u}$

Die Steuerung, die Meßdatenerfassung und die Auswertung der Versuche erfolgt mit dem Programm WINPANDA (Windows Programm zur Automatisierung von Nachlauf- und Druckverteilungsmessungen inklusive Auswertung) (siehe Ganzert [36]). Eine detaillierte Beschreibung aller aufgezeichneten Meßdaten und deren mathematische Auswertung ist ebenfalls in [36] enthalten. Basierend auf den Erhaltungsgleichungen für Masse, Impuls und Energie und den in Abb. 3.10 eingezeichneten Kontrollflächen können aus den lokalen Nachlaufgrößen die integralen Beurteilungsparameter für eine homogene Abströmung berechnet werden. Die so gewonnenen Größen der homogenen Abströmung lauten:

- aerodynamische Umlenkung in Umfangsrichtung

$$\Delta\beta = \beta_1 - \beta_2 \quad (3.4)$$

- statische Druckumsetzung

$$\frac{\Delta p}{q_{2,th}} = \frac{p_1 - p_2}{p_{t1} - p_K} \quad (3.5)$$

- axiales Stromdichteverhältnis

$$\Omega = \frac{p_2 \cdot c_2 \cdot \sin\beta_2}{p_1 \cdot c_1 \cdot \sin\beta_1} \quad (3.6)$$

- primärer Totaldruckverlustbeiwert

$$\omega_p = \frac{p_{t1} - p_{t2}}{p_{t1} - p_K} \quad (3.7)$$

Bei der Definition des primären Totaldruckverlustbeiwerts ist zu beachten, daß dieser den Energieeintrag in die Hauptströmung durch die Kühlluft nicht berücksichtigt. Er ist deswegen zur Beurteilung der aerodynamischen Güte von Filmkühlungskonfigurationen nur bedingt geeignet. Kölken [65] formulierte aus diesem Grunde eine erweiterte Definition des Totaldruckverlustbeiwerts unter Einbeziehung der Kühlluft in Form eines korrigierten Eintrittstotaldrucks. Je nach Lage der Bilanzierungsgrenzen lassen sich nach Wilfert [105] der *externe* oder der *thermodynamische* Totaldruckverlustbeiwert definieren. In der Definition des externen Totaldruckverlustbeiwerts wird die Energie der Kühlluft bei deren Eintritt in den Hauptstromkanal (Austritt aus den Bohrungen) berücksichtigt:

$$\omega_{ex} = \frac{p_{t1}^* - p_{t2}}{p_{t1} - p_K} \quad \text{mit} \quad p_{t1}^* = \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_1 + \dot{m}_c} p_{t1} + \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_1 + \dot{m}_c} p_{tc,ex} \quad (3.8)$$

Die obige Definition beinhaltet lediglich die Mischungsverluste und die Profilverluste. Sollen dagegen auch die Verluste der KühlLuftströmung in der Bohrung in die Bilanz mit einbezogen werden, dann führt dies zum thermodynamischen Totaldruckverlustbeiwert (nach [105]):

$$\omega_h = \frac{p_{t1}^{**} - p_{t2}}{p_{t1}^{**} - p_K} \quad \text{mit} \quad p_{t1}^{**} = \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_1 + \dot{m}_c} p_{t1} + \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_1 + \dot{m}_c} p_{tc} p_1 \quad (3.9)$$

Die Differenz der beiden Verlustbeiwerte ω_h und ω_{ex} ergibt den Verlustbeiwert in der Bohrung ω_{Bo} .

Analog zu den genannten Druckverlusten muß auch der Kinetische-Energieverlustbeiwert nach Traupel

$$\xi_p = 1 - \left(\frac{w_2}{w_{2,js}} \right) = 1 - \frac{\left(1 - \left(\frac{p_2}{p_{t2}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right)}{\left(1 - \left(\frac{p_2}{p_{t1}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right)} \quad (3.10)$$

mit Korrekturtermen erweitert werden, da diese Begriffsbestimmung nach Traupel ebenfalls die Energiezufuhr durch die KühlLuft nicht in die Bilanz einbezieht. Entsprechend dem externen Totaldruckverlustbeiwert läßt sich der externe *Kinetische-Energieverlustbeiwert* nach [105] ausdrücken als:

$$\xi_{ex} = 1 - \frac{\left(1 - \left(\frac{p_2}{p_{t2}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right) \left(1 + \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_1} \frac{c_{pc}}{c_{p1}} \frac{T_{tc}}{T_{t1}} \right)}{\left(1 - \left(\frac{p_2}{p_{t1}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right) + \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_1} \frac{c_{pc}}{c_{p1}} \frac{T_{tc}}{T_{t1}} \left(1 - \left(\frac{p_2}{p_{tc,ex}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right)} \quad (3.11)$$

Analog zu ω_{ex} werden hierbei auch die Bohrungsverluste außer Acht gelassen und lediglich die Mischungs- und Profilverluste bilanziert. Ähnlich der Definition des thermodynamischen Totaldruckverlustbeiwerts lautet der *thermodynamische Kinetische-Energieverlustbeiwert* nach [105]:

$$\xi_{th} = 1 - \frac{\left(1 - \left(\frac{p_2}{p_{t1}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right) \left(1 + \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_1} \frac{c_{pc}}{c_{p1}} \frac{T_{tc}}{T_{t1}}\right)}{\left(1 - \left(\frac{p_2}{p_{t1}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right) + \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_1} \frac{c_{pc}}{c_{p1}} \frac{T_{tc}}{T_{t1}} \left(1 - \left(\frac{p_2}{p_{tc,pl}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right)} \quad (3.12)$$

Sinngemäß zum Totaldruckverlustbeiwert lässt sich der *Kinetische-Energieverlustbeiwert der Bohrung* ξ_{Bo} durch die Differenz von ξ_{th} und ξ_{ex} bestimmen.

3.3.2 Profildruckverteilungsmessungen

Zur Beurteilung der aerodynamischen Belastung des Turbinengitters dienen Profildruckverteilungsmessungen im Mittelschnitt. Dazu enthält die mittlere Schaufel des Turbinengitters im Mittelschnitt die notwendigen Profildruckbohrungen. Eine hohe Instrumentierungsdichte im Bohrungsnahfeld gibt zusätzlich zur Information im Mittelschnitt auch Aufklärung über die wandnahe Strömung im Mischungsbereich. Diese ist im Hinblick auf die Interpretation der Wärmeübergangsergebnisse besonders interessant.

Da bei der Konfiguration T106-300-1 eine Oberschale mit einer kombinierten Instrumentierung für die Bestimmung des Wärmeübergangs und des Profildrucks gewählt wurde, konnte die Instrumentierungsdichte im Bohrungsnahbereich nur eingeschränkt erhöht werden. Sie ist nicht so hoch wie im Falle der anderen Gitter, bei denen für die Wärmeübergangsmessung und die Profildruckmessung unterschiedliche Instrumententräger gefertigt wurden. Die Tab. 3.2 bis Tab. 3.5 enthalten die Koordinaten der Profildruckbohrungen aller Konfigurationen, deren Lage auch in Abb. 3.11 bis Abb. 3.16 ersichtlich ist.

Die Steuerung der Versuche, die Meßdatenaufnahme und die Auswertung erfolgen automatisch und werden ebenfalls vom Programm WINPANDA unterstützt. Der Geräteaufbau kann dem detaillierten Bericht von Ganzert [36] entnommen werden. Für die weitere Auswertung werden mit Hilfe von Scanivalve Druckaufnehmern folgende Druckdifferenzen erfaßt:

- örtliche Profildruckdifferenz gegenüber dem Kammerdruck: $p_x - p_k$
- Staudruck der isentropen Abströmung: $p_{t1} - p_k$

Aus den genannten Druckdifferenzen lässt sich der dimensionslose Profildruckbeiwert bestimmen:

$$c_{p2th} = \frac{p_x - p_k}{p_{t1} - p_k} \quad (3.13)$$

Um den Einfluß der Filmkühlung auf die zweidimensionale Verteilung des Profildruckbeiwerts zu klären, wurde im Bohrungsnahfeld die Differenz zwischen dem Fall mit Ausblasung und dem Fall einer glatten Schaufel ohne Bohrungen ermittelt:

$$\Delta c_{p2th}(M \neq 0) = c_{p2th}(M \neq 0) - c_{p2th}(M = 0) \quad (3.14)$$

Dabei bezeichnet $c_{p2th}(M=0)$ in diesem Fall die glatte Schaufel ohne Ausblasebohrungen.

3.3.3 Ölanstrichbilder

Zur qualitativen Untersuchung von Strömungsphänomenen sind Ölanstrichbilder ein wichtiges Hilfsmittel. Durch die Sichtbarmachung von Strömungsvorgängen auf der Profiloberfläche ist eine Interpretation von Ablösegebieten, Rezirkulationen oder wandnahen Wirbeln möglich.

Das Verfahren beruht darauf, daß sich flüssige Farbe, die auf der Schaufel aufgetragen wird, in Relation zu den Wandschubspannungen auf der Profiloberfläche verteilt. In Bereichen hoher Schubspannung wird mehr Farbe abgetragen, als in Bereichen niedriger Wandschubspannung. Bei der Auswertung der Bilder ist jedoch zu beachten, daß die Grenzschichtentwicklung unter Umständen von der Farbauftragung geringfügig beeinflußt werden kann. Eine Information aus den Bildern darf deswegen nicht isoliert betrachtet werden (Weiß [103]).

Die flüssige Farbe besteht aus einer Mischung aus Weißöl, Petroleum und einem fluoreszierenden Pulver. Die Anströmung des Gitters wird bis zum vollständigen Trocknen der Farbe fortgesetzt. Anschließend wird das Bild mit Hilfe einer Klebefolie von der Profiloberfläche abgewickelt und auf einer Pappe fixiert. Diese „Pappbilder“ werden anschließend unter UV-Beleuchtung, die den Kontrast der fluoreszierenden Farbpartikel erhöht, mit einer Digitalkamera aufgenommen und mit digitaler Bildverarbeitung der Nachbereitung unterzogen.

3.3.4 Detaillierte Strömungsfeldmessungen im Bereich der Kühlluftausblasebohrungen

Für die hochauflösende experimentelle Untersuchung von Grenzschicht- und wirbelbehafteten Strömungen sowie deren Turbulenzstrukturen eignet sich die dreidimensionale Hitzdraht-Anemometrie besonders gut (Wunderwald [108]). Insbesondere bei der Analyse der Interaktion von Filmkühlungsstrahlen mit der Hauptströmung hat sich diese am Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal gut bewährt (Wilfert [105]).

Das Verfahren der CTA-Hitzdraht-Anemometrie beruht auf der Änderung des Wärmeübergangs eines elektrisch beheizten Drahtföhlers zum umströmenden Fluid bei varierenden Strömungsparametern. Die Fluktuation des Wärmeübergangs bewirkt eine Sensortemperaturänderung, die wiederum einen geänderten elektrischen Widerstand nach sich zieht. Der elek-

trische Fühlerwiderstand wird bei der Hitzdraht-Anemometrie als Teil einer Wheatstone'schen Brückenschaltung eingesetzt und eine Widerstandsänderung sorgt für eine Verstimmung der Meßbrücke. Der Ausgleich der Verstimmung wird durch einen elektrischen Regelkreis kompensiert, so daß die Fühlertemperatur konstant gehalten wird. Die Eingangsspannung des Regelkreises des Konstant-Temperatur-Anemometers dient als Maß für die Strömungsgeschwindigkeit bzw. deren Schwankung. Während der Messung werden die zeitlich abgetasteten induzierten Ausgangsspannungen des Anemometers aufgezeichnet und der Auswertung zu einem späteren Zeitpunkt zugeführt.

Dreidimensionale Hitzdrahtsonden bestehen im wesentlichen aus dem Sondenschaft und den Haltespitzen, auf denen der 5 μ m dicke Wolframdraht aufgeschweißt ist. Die drei Hitzdrähte liegen auf einer Kegelmantelfläche und weisen eine orthogonale Ausrichtung zueinander aus. Die in diesem Fall eingesetzten dreidimensionalen DANTEC Subminiatursonden besitzen ein Meßvolumen von ca. 1 mm³ ([Abb. 3.17](#)).

Der Aufbau der 3D Hitzdraht-Anemometrie am HGK kann der [Abb. 3.18](#) entnommen werden. Er gliedert sich in folgende Hauptgruppen:

- Primäre Meßwerterfassung mit der Hitzdrahtsonde, Meßbrücken, Digitalisierungseinheit
- Online-Überwachung mit Digitalvoltmetern und Oszilloskop
- Periphere Meßwerterfassung von Traversierkoordinaten und Windkanaldataen
- Meßwertspeicherung

Während einer Messung werden die digitalisierten Ausgangsspannungen der Meßbrücken zusammen mit den Peripheriedaten des Windkanals und der Traversierungseinrichtung gespeichert und anschließend ausgewertet.

Die Kalibrierung der Sonden nach Geschwindigkeit und Richtung erfolgt im Freistrahlgang des Windkanals. Wichtig bei der Kalibrierung der Sonden ist die Einhaltung des statischen Druckniveaus der Strömung, die dem statischen Druck bei der Messung entsprechen muß. Detaillierte Informationen zur Kalibrierung können aus Wilfert [105] und Wunderwald [108] entnommen werden.

Bei der Strömungsuntersuchung von wandnahen Gebieten mit der Hitzdraht-Anemometrie ist ein Kontakt der empfindlichen Sonde mit der Oberfläche zu vermeiden. Für die Einstellung des Wandabstandes der Sonde wird zunächst ohne Strömung ein optisch beurteilter minimaler Wandabstand eingestellt. Nach dem Justieren eines elektrischen Kontaktensors, der bei Beührung mit der leitenden Schaufeloberfläche ein akustisches Signal auslöst, kann während der Messung immer der gleiche minimale Wandabstand eingehalten werden. Die zusätzliche Überwachung des Anemometersignals in Wandnähe auf einem Oszilloskop gibt einen weiteren Aufschluß darüber, wenn sich die Sonde im Wandeinflußbereich befindet.

Das menügeführte Programm WINSMASH (Windows Software zur Messung und Auswertung von Signalen der Heißföhler-Anemometrie) wurde unter Berücksichtigung der modularen Geräteanordnung zur Meßwerterfassung aufgebaut (siehe Wolff [107]). Es erlaubt die vollautomatische Kalibrierung der Sonden und die anschließende Messung. Die Durchführung der Messungen mit WINSMASH unterteilt sich in folgende Arbeitsschritte.

- Eingabe aller Konfigurations- und Versuchsaufbaudaten
- Kalibrierung der Sonden nach Geschwindigkeit und Richtung
- Überwachung der Kanaldaten und der Sondenposition während der Messung
- Manuelle Positionierung der Sonde zum wandnächsten Meßpunkt mit Hilfe des elektro-akustischen Kontaktensors
- Vollautomatische weitere Traversierung der Sonden und Datenaufnahme
- Offline-Auswertung aller Meßdaten

WINSMASH erlaubt einen hohen Automatisierungsgrad der Messungen. Lediglich die wandnächsten Sondenpositionen müssen, mit Hilfe des akustischen Kontaktensors von Hand an-gefahren werden, um eine Zerstörung der Sonde zu verhindern.

Die Auswertung der Meßdaten erfolgt wegen des hohen Rechenaufwands erst nach der abgeschlossenen Messung im Offline-Betrieb. Bei der Auswertung werden mit Hilfe von Approximationsspolynomen Korrekturen des Wandeinflusses der metallischen Schaufeloberfläche auf die Sonde berücksichtigt. Geringe Schwankungen der Temperatur oder des statischen Drucks können ebenfalls kompensiert werden. Das Ergebnis der Auswertung beinhaltet folgende Größen:

- zeitlich gemittelte

Geschwindigkeitskomponenten: U, V, W (3.15)

- zeitlich gemittelter Geschwindigkeitsbetrag: $G = \sqrt{U^2 + V^2 + W^2}$ (3.16)

- Strömungswinkel in radialer Richtung: $\alpha = \arctan\left(\frac{W}{\sqrt{U^2 + V^2}}\right)$ (3.17)

- Strömungswinkel in Umfangsrichtung: $\beta = \arctan\left(\frac{V}{U}\right)$ (3.18)

- Geschwindigkeitskorrelationen: $u_i u_j = \frac{\overline{u_i u_j}}{U_i^2}$ (3.19)

- Hauptstromturbulenzgrad: $Tu_H = \frac{1}{U_i} \sqrt{\frac{1}{3} \left(\overline{u'^2} + \overline{v'^2} + \overline{w'^2} \right)}$ (3.20)

- lokaler Turbulenzgrad:

$$Tu_L = \frac{1}{G} \sqrt{\frac{1}{3} (u'^2 + v'^2 + w'^2)} \quad (3.21)$$

- Turbulenzgrad in Hauptströmungsrichtung:

$$Tu_U = \frac{1}{G} \sqrt{u'^2} \quad (3.22)$$

- Turbulenzgrad in Profilnormalenrichtung:

$$Tu_V = \frac{1}{G} \sqrt{v'^2} \quad (3.23)$$

- Turbulenzgrad in Schaufelhöhenrichtung:

$$Tu_W = \frac{1}{G} \sqrt{w'^2} \quad (3.24)$$

Bei der Filmkühlungsuntersuchung lassen sich Wirbel anhand der Querströmungsgeschwindigkeiten nicht immer eindeutig identifizieren. Deshalb wird in den jeweiligen Schnittebenen senkrecht zur Profiloberfläche die Rotation um die Ebenennormale berechnet. Die Differenzialterme bei der Definition der Rotation werden wegen einer diskreten Meßpunktematrix in Differenzen überführt:

$$\Omega = -\frac{\Delta V}{\Delta z} + \frac{\Delta W}{\Delta \eta} \quad (3.25)$$

3.3.5 Wärmeübergangsmessungen

Grundlagen

Bei den Wärmeübergangsmessungen am HGK auf der Saugseite des filmgekühlten Turbinengitters T106-300 werden Messungen zur Bestimmung des stationären Wärmeübergangskoeffizienten an der Profiloberfläche durchgeführt. Das Meßverfahren basiert auf einem Vorschlag von Hippensteele et. al. [53] und die Auswertungen der Messungen erlauben einen Vergleich der verschiedenen Einflußparameter (Ausblaserate, Filmkühlungsgeometrie) auf den Wärmeübergangskoeffizienten.

Die Bestimmung des Wärmeübergangs basiert auf der stationären Lösung der Energieerhaltungsgleichung. Dabei ist die lokale Wärmestromdichte \dot{q} proportional zur Temperaturdifferenz zwischen der Temperatur der Hauptströmung T_G und der Oberflächentemperatur T_W an dieser Stelle. Die Proportionalitätskonstante ist der Wärmeübergangskoeffizient α .

$$\dot{q} = \alpha \cdot (T_G - T_W) \quad (3.26)$$

Der Wärmeübergangskoeffizient lässt sich somit aus den meßbaren Größen T_G , T_W und \dot{q} bestimmen.

$$\alpha = \frac{\dot{q}}{T_G - T_W} \quad (3.27)$$

Instrumentierung und Geräteaufbau

Für die Bestimmung des Wärmeübergangs wird eine Meßschaufel aus wärmeisolierendem Kunststoff in dem Gitter eingebaut. Auf der Oberfläche ist im Meßbereich um die Ausblasebohrungen eine elektrische Heizfolie aufgeklebt (Abb. 3.19). Unter der Annahme einer vollständig adiabaten Schaufel und flächengleichmäßiger Aufheizung kann die Wärmestromdichte über die beheizte Fläche A_h und den Wärmestrom \dot{Q} berechnet werden.

$$\dot{q} = \frac{\dot{Q}}{A_h} \quad (3.28)$$

Setzt man eine vollständig isolierende Schaufel voraus, ist der Wärmestrom \dot{Q} gleich der elektrisch zugeführten Heizleistung und ergibt sich aus der Heizspannung U_h und dem Heizstrom I_h .

$$\dot{Q} = U_h \cdot I_h \quad (3.29)$$

Auf die Heizfolie wird eine temperaturempfindliche Flüssigkristallfolie (TLC) aufgebracht (Abb. 3.19). Die Flüssigkristallfolie zeigt je nach Oberflächentemperatur (Isotherme) eine bestimmte Farbe. Die Farbgebung der TLC-Folie wird mit einer Videokamera aufgezeichnet. Mit Hilfe einer Kalibrierung zum Farb-Temperaturverlauf des Flüssigkristalls und digitaler Bildverarbeitung lässt sich die Oberflächentemperatur bestimmen. Die zusätzlich benötigte Fluidtemperatur T_G wird über Thermoelemente in der Strömung ermittelt. Der prinzipielle Aufbau dieser Meßtechnik ist in Abb. 3.20 dargestellt. Die Lage der Videokamera sowie der Blickwinkelbereich zur Beobachtung der Isothermenbilder kann aus Abb. 3.21 entnommen werden.

Zur Heizung der Schaufeloberfläche wird eine Folie mit einer mäanderförmig verlaufenden Leiterbahn aus Manganin eingesetzt. Manganin hat einen von der Temperatur unabhängigen spezifischen elektrischen Widerstand und eine relativ geringe Wärmeleitfähigkeit. Das Layout des Mäanders weist sowohl längs als auch quer zur Hauptströmung verlaufende Leiterbahnen auf, um den eventuellen Einfluss der Leiterbahnenrichtung auf das Meßergebnis zu bestimmen (Abb. 3.22). Der beheizbare Bereich der Saugseite beginnt ca. 5 Bohrungsdurchmesser stromauf der Ausblasebohrung bei $x/l = 0.34$ und endet ca. 30 Bohrungsdurchmesser stromab der Bohrung bei $x/l = 0.71$. Aus Fertigungsgründen befindet sich der Beginn der Flüssigkristallfolie bei ca. $x/l = 0.30$ und das Ende bei etwa $x/l = 0.72$. Somit ist ein ausreichender Meßbereich sichergestellt. Der beheizbare Bereich ist in zwei elektrische Stromkreise unterteilt, die ge-

meinsam in Reihe geschaltet oder getrennt betrieben werden können. Der innere Stromkreis dient zur Aufheizung des Bohrungsnahbereichs, während mit dem äußeren Stromkreis die restliche Fläche beheizt wird. Diese Schaltung hat den Vorteil, daß bei der Untersuchung des Bohrungsnahbereichs die restliche Schaufeloberfläche nicht beheizt und damit die Lebensdauer des Folienklebers erhöht wird. Außerdem wurde das Mäander-Layout der Heizfolien an die jeweiligen Bohrungskonturen angepaßt, damit eine homogene Aufheizung in nächster Nähe zur Bohrung gewährleistet und dort auch eine Messung des Wärmeübergangs möglich ist.

Die elektrische Leistung zur Heizung der Folie wird von einem stufenlos regelbaren Netzgerät geliefert. Die Ansteuerung dieses Gerätes über den IEEE-488 Gerätebus wird von einem Steuerungs-PC durchgeführt.

Zur Überwachung der Oberflächentemperatur sind in der Turbinenschaufel vier Pt100-Temperatursensoren eingebaut (Abb. 3.23). Diese haben wärmeleitenden Kontakt zur Flüssigkristall- bzw. Heizfolie. Mit Hilfe der Temperatursensoren kann eine lokale Überhitzung und damit Versuchsträgerbeschädigung vermieden werden. Sie dienen außerdem zur Überwachung des stationären Zustands bei der Versuchsdurchführung.

Meßwerterfassung und -verarbeitung

Die Erfassung der Daten der Wärmeübergangsmessung erfolgt mit dem Programmsystem WAERME (Ganzert und Fottner [37], [39]). Dieses Programm wurde für die Windkanal- und Filmkühlungsüberwachung sowie für die automatische Steuerung der elektrischen Heizung und zur Triggerung der Bildaufnahme entwickelt. Das auf Microsoft Windows aufbauende Programm wird vollständig über Menüs und Dialoge bedient (Abb. 3.24). Zur Überwachung des Versuchs können die wichtigsten Windkanaldaten, die Daten der Filmkühlung und die Daten des Wärmeübergangsversuchs kontinuierlich beobachtet werden. Diese sind im einzelnen:

* Kanaldaten:

- Statischer Bezugsdruck (Kammerdruck)
- Bezugsstaudruck
- Vorkammertotaltemperatur
- Bezugs-Mach-Zahl
- Bezugs-Reynolds-Zahl

* Ausblasedaten:

- Blendentemperatur
- Blendendifferenzdruck
- Ausblaserate
- 3 Plenumstemperaturen

- 3 Plenumsdrücke
- * Daten zur Steuerung der Wärmeübergangsmessung
 - Heizstrom
 - Heizspannung
 - Heizungsschritt
 - Verstrichene/Verbleibende Wartezeit
 - Max. 6 Temperaturen der Kontrollmeßstellen

Die Bilder des Flüssigkristalls werden mit einer graustufenfähigen Videokamera durch einen schmalbandigen Farbfilter mit 550 nm bzw. 600 nm Zentralwellenlänge aufgezeichnet. Die Halbwertsbreite des Filters beträgt ± 5 nm. Das Bild der Videokamera wird auf einem Bildverarbeitungssystem mit 256 Graustufen und einer Auflösung von 512x512 Pixel digital gespeichert. Das von der Kamera aufgezeichnete Graustufenbild zeigt die höchsten Intensitäten (hellste Grauwerte) im Durchlaßbereich des Farbfilters (siehe Hoffmann [54]). Diese höchste Intensität entspricht einer Isothermen auf der Schaufeloberfläche. Die Orte der höchsten Graustufenintensität lassen sich mit digitalen Bildverarbeitungsalgorithmen ermitteln.

Zur flächendeckenden Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten ist ein schrittweises Vorgehen notwendig. Ausgehend von einer niedrigen Wärmestromdichte wird nach dem Erreichen von stationären Bedingungen, erkennbar am unveränderten Isothermenbild und unveränderlichen Temperaturen der Kontrollmeßstellen, die zugehörige Isotherme mit der Videokamera aufgezeichnet. Anschließend wird die Wärmestromdichte schrittweise erhöht und nach Abwarten des stationären Zustands werden jeweils die nächsten Bilder aufgenommen. Die Variation der Wärmestromdichte erfolgt über eine Änderung der elektrisch zugeführten Heizleistung und führt zu einer Verschiebung der Isothermen auf der Schaufeloberfläche. Die Änderung der Wärmestromdichte \dot{q} wird so lange durchgeführt, bis eine vollständige Information des Wärmeübergangskoeffizienten α auf der betrachteten Oberfläche extrahiert werden kann.

Zur Aufnahme der Flüssigkristall-Bilder wird das kommerzielle Programm ImagePro eingesetzt. Der Zeitpunkt der Bildaufnahme wird von dem Meßrechner getriggert oder manuell ausgelöst. Anschließend an das Speichern aller Graustufen-Isothermenbilder bei den verschiedenen Heizleistungen werden diese mit Hilfe von digitaler Bildverarbeitung und der kommerziellen Software Corel Photopaint in Dual-Monochrombilder überführt, so daß die einzelne Isotherme isoliert wird. Alle zusammengehörigen Bilder einer aerodynamischen Parametervariation werden abschließend zu einem Falschfarbenbild zusammengesetzt. Die flächendeckende Ermittlung des Wärmeübergangs erfordert ca. 20 Heizstufen bzw. 20 Isothermenbilder. Das Falschfarbenbild zeigt die Verteilung des Wärmeübergangskoeffizienten auf der untersuchten Oberfläche. In [Abb. 3.25](#) sind die Zwischenschritte bei der Generierung der

Falschfarbenbilder dargestellt. Die detaillierte Beschreibung der digitalen Bildverarbeitung kann aus Braun [18] und Hoffmann [54] entnommen werden.

Die Bestimmung des absoluten, dimensionsbehafteten Wärmeübergangskoeffizienten setzt eine Kalibrierung des Flüssigkristalls für die Zentralwellenlänge des Schmalbandfarbfilters voraus. Mit Hilfe eines zu diesem Zweck aufgebauten Versuchs kann die Flüssigkristalltemperatur für die Zentralwellenlängen der eingesetzten Filter von 550 nm und 600 nm ermittelt werden. Bei der Kalibrierung der Flüssigkristallfolie ist ein zum späteren Versuch identischer optischer Aufbau erforderlich. Zu diesem Zweck wird an der Position der Schaufel ein elektrisch beheizbarer und mit einer TLC-Folie beschichteter Aluminiumblock eingesetzt, dessen Temperatur mit Hilfe von genormten Pt100-Meßwiderständen bestimmt werden kann. Der Aluminiumblock wird zunächst auf eine Temperatur oberhalb des sichtbaren Spektrums der TLC-Folie aufgeheizt. Während einer langsamen Abkühlung werden die Graustufenbilder des Flüssigkristalls und die korrespondierende Blocktemperatur aufgezeichnet. Im Durchlaßbereich des optischen Filters zeigen die TLC-Bilder des Aluminiumblocks maximale Helligkeit. Diese Isotherme wird bei der Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten als Wandtemperatur angesetzt. Die Breite des Durchlaßbereichs des optischen Filters von ± 5 nm um die Zentralwellenlänge führt zu einer Ungenauigkeit bei der Temperaturbestimmung von $\pm 0.4^\circ\text{C}$. Weitere Informationen zur Kalibrierung sind in Braun [18] enthalten.

Im nächsten Auswertungsschritt werden die zusammengesetzten Falschfarbenbilder mit weiteren selbst erstellten numerischen Bildauswertungsprogrammen quantitativ analysiert. Die oben beschriebenen Falschfarbenbilder dienen dabei als numerische Datenbasis. Die Programme „BILDAUSW“ (Bildauswertung) und „WAUTEC“ (Wärmeübergangs-Auswertungsprogramm für Tecplot) für Linux tasten die Informationen der Falschfarbenbilder punktweise ab und ermitteln über Kalibrierdateien aus dem Farbwert den punktuellen Wärmeübergangskoeffizienten. Dieser Datensatz kann für weitere Auswertungen an konstanten axialen Oberflächenpositionen entlang der Schaufelhöhenrichtung benutzt werden, um den minimalen, maximalen und mittleren Wärmeübergangskoeffizienten zu bestimmen. Der schematische Ablauf des numerischen Auswertungsteils der Falschfarbenbilder ist in der Abb. 3.26 gezeigt. Neben der Ermittlung der Extrema und des Mittelwerts an einer axialen Position lässt sich ein dimensionsloser Homogenitätsfaktor bestimmen, der als Maß für die thermische Durchmischung zwischen der Hauptströmung und den Filmkühlungsstrahlen dient. Er wird durch den Quotienten zwischen der Standardabweichung des Wärmeübergangskoeffizienten und dessen Mittelwert an der untersuchten axialen Position definiert:

$$n_{\text{RMS}} = \left(1 - \frac{\alpha_{\text{RMS}}(s_H / d_H)}{\alpha_{\text{mittel}}(s_H / d_H)} \right) \cdot 100\% \quad (3.30)$$

3.4 Einflußfaktoren auf die experimentellen Untersuchungen

Nachlauf- und Profildruckverteilungsmessungen

Im Rahmen der Inbetriebnahme der pneumatischen Meßtechnik führte Ladwig [73] Untersuchungen zur Abschätzung der Meßunsicherheit bei der Bestimmung der Profildruckbeiwerte und der integralen Verlustbeiwerte durch. Die verschiedenen Einflußfaktoren auf die genannten Beiwerte werden von Ladwig [73] detailliert analysiert. In den vorliegenden Experimenten führen die verwendeten Druckaufnehmer zu einer maximalen Meßunsicherheit von 0.6% bei der Bestimmung von c_{p2h} . Für die integralen Totaldruckverlustbeiwerte ergeben sich maximale Fehler von etwa einem halben Prozent.

Strömungsfeldmessungen im Bohrungsbereich

Die verschiedenen Einflußfaktoren auf die Meßunsicherheit bei den Strömungsfeldmessungen im Bereich der Ausblasbohrungen mittels der 3D-Hitzdrahtanemometrie werden von Wilfert [105] und Ardey [2] quantifiziert. Da die aktuellen Untersuchungen des Strömungsfelds hauptsächlich für Vergleiche zwischen den verschiedenen Konfigurationen herangezogen werden, ist die relative Meßunsicherheit bei der Bestimmung des dreidimensionalen Strömungsvektors von besonderem Interesse. Ein Vergleich der Hauptströmungsgeschwindigkeit außerhalb des Einflusses der Ausblasung zeigt in einer Meßebene entlang eines lateralen Schnittes maximale Differenzen von 3%-7% gegenüber dem mittleren Wert. Damit liegen die Abweichungen im Bereich der von Wilfert [105] und Ardey [2] festgestellten Größenordnung.

Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten

Bei der Bestimmung des Wärmeübergangs im Ausblasbereich des Turbinengitters T106-300 sind zwei verschiedene Gruppen von Einflußfaktoren von Bedeutung. Die erste Gruppe ergibt sich durch die Tatsache, daß die eingesetzte Meßschaufel aus Kunststoff keinen 100% thermischen Isolator darstellt. Aufgrund von Wärmeleitung im Schaufelkörper werden daher aerodynamisch basierte Phänomene beim saugseitigen Wärmeübergangskoeffizienten „verwischt“. Damit wird das geometrische Auflösungsvermögen der Meßtechnik geringfügig eingeschränkt. Dennoch ist es mit der vorhandenen Meßtechnik möglich, allen identifizierten aerodynamischen Phänomenen lokale Charakteristika in der Flächenverteilung des Wärmeübergangskoeffizienten zuzuordnen.

Insbesondere im Bohrungsbereich führt die Wärmeleitung der Schaufel zu lokalen Ungenauigkeiten bei der Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten, da ein Teil der elektrisch zugeführten Energie nicht von der Strömung an der Schaufeloberfläche abgetragen sondern zur Bohrung und zum Plenum geleitet wird. Dort wird sie durch Konvektion von der Strömung

abgeführt. In der Energiebilanz bei der Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten bleibt dieser Energietransport unberücksichtigt. Aufgrund des dreidimensionalen Wärmeleitungsproblems ist die Quantifizierung der Meßunsicherheit im Nahbereich der Bohrung mit ausschließlich analytischen Modellen nicht möglich. Für den bohrungsabgewandten Teil des Schaufelkörpers dagegen ist das analytische Modell des *halbunendlichen Körpers* mit variabler Wanddicke zur Berücksichtigung der Wärmeleitung von der Heizfolie durch das Schaufelmaterial zum Plenum eingeschränkt anwendbar. Vergleiche des Wärmeübergangskoeffizienten mit und ohne Berücksichtigung der Wärmeleitung in Form der analytischen Lösung des halbunendlichen Körpers führen im vorliegenden Fall zu maximalen Toleranzen von etwa 8% bei der Bestimmung des *absoluten* Wärmeübergangskoeffizienten (Braun [18]). Im stationären Fall ist der durch Wärmeleitung zum Plenum abgeführte Energieanteil für alle untersuchten Konfigurationen wegen des identischen Schaufelmaterials und identischer Wandstärke gleich. Für vergleichende Bestimmungen des Wärmeübergangskoeffizienten ist der Wärmefluß im Schaufelkörper daher von untergeordneter Bedeutung. Da der Schwerpunkt der vorliegenden Messungen nicht auf der Bestimmung des absoluten Wärmeübergangskoeffizienten sondern im Vergleich der verschiedenen Gitter lag, wurde auf eine Berücksichtigung der Wärmeleitung, durch das für den Bohrungsnahbereich ohnehin nicht ausreichende, analytische Modell, verzichtet.

Neben dem Einfluß der Wärmeleitung im Schaufelkörper stellen optische Gegebenheiten bei der Versuchsdurchführung und bei der Kalibrierung die zweite Gruppe von Einflußfaktoren auf die Meßgenauigkeit dar. Zur Quantifizierung der Einflußparameter führten Camci et. al. [22] systematische Untersuchungen zur Genauigkeit der Flüssigkristall-Meßtechnik durch. Für den vorliegenden Fall sind diese genauer in Ganzert und Fottner [37] beschrieben. Deren Ergebnisse berücksichtigend wurde für den aktuellen Versuchsaufbau eine maximale Meßunsicherheit beim Wärmeübergangskoeffizienten von 4% aufgrund optischer Einflüsse ermittelt.

Thermische und aerodynamische Grenzschichtentwicklung

In den vorliegenden Untersuchungen wurden alle dreidimensionalen Strömungsfeldmessungen mittels Hitzdraht-Anemometrie an Metalloberschalen durchgeführt, deren Oberfläche nicht beheizt wird. Um den Einfluß der Oberflächenaufheizung bei den Wärmeübergangsmessungen auf die aerodynamische Grenzschichtentwicklung zu minimieren und eine weitgehend gleiche aerodynamische Grenzschichtentwicklung stromauf der Bohrungen in den verschiedenen Meßtechniken zu gewährleisten, beginnt der beheizbare Bereich bei den Wärmeübergangsmessungen erst ca. fünf Bohrungsdurchmesser stromauf der Ausblasestelle. Durch den kurzen Heizungsbereich stromauf der Bohrungen ist damit die Lauflänge der thermischen Grenzschicht und der aerodynamischen Grenzschicht unterschiedlich.

4 Experimentelle Untersuchungen der aerothermodynamischen Vorgänge bei saugseitiger Kühlluftausblasung

In den ersten Unterkapiteln dieses Hauptabschnitts werden zunächst alle Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen für die verschiedenen Konfigurationen dieses Forschungsvorhabens nacheinander dargestellt. Eine vergleichende Betrachtung der Konfigurationen befindet sich im Abschnitt 4.7 dieses Kapitels.

4.1 Meßprogramm

Im folgenden Abschnitt wird das gesamte Meßprogramm erläutert, das im Rahmen dieser Optimierungsuntersuchungen durchgeführt wurde. Aus Zeit- und Kostengründen konnte nicht für alle untersuchten Konfigurationen ein identisches Experimentalprogramm realisiert werden. Die Experimente umfassen die im Kapitel 3 dargestellten Meßtechniken.

Alle experimentellen Untersuchungen wurden unter den Auslegungsbedingungen des Turbinengitters T106-300 durchgeführt. Der Windkanal wurde dabei nach den Abströmgrößen Ma_{2th} und Re_{2th} geregelt. Als Referenzfall für die jeweilige Konfiguration dient, wenn nicht anders angegeben, der Fall ohne Ausblasung ($M=0$) mit geschlossenen Bohrungen. Bei der Darstellung der aerodynamischen Ergebnisse wurde dazu auf Analysen von Wilfert [105] oder Wunderwald [108] zurückgegriffen, die detaillierte Messungen am Turbinengitter T106-300 ohne Ausblasung mit geschlossenen Bohrungen durchführten. Als Ergänzung zu den genannten aerodynamischen Messungen dienten Experimente zur Bestimmung des Wärmeübergangs am Gitter T106-300 ohne Filmkühlungsbohrungen.

Neben den Veränderungen der Bohrungskontur fanden zur Klärung des Einflusses der Ausblasstärke auf die Aerothermodynamik Variationen der Ausblaserate an allen Konfigurationen statt.

Zu Beginn der vorliegenden Untersuchungen wurde das Turbinengitter T106-300-1 experimentell analysiert. Dieses Gitter dient als Referenzfall für alle folgenden Vergleiche hinsichtlich des Einflusses der Bohrungsgeometrie. Da es nur eine geringfügige Abwandlung des gut dokumentierten Gitters T106-300-0 von Wilfert [105] darstellt, wurden lediglich Profildruckverteilungs- und Nachlaufmessungen sowie Bestimmungen des Wärmeübergangs durchgeführt. Die Experimente zur Ermittlung der Gittercharakteristik dienten zur Klärung eines eventuellen Einflusses der Wärmeübergangsinstrumentierung auf das Strömungs- und Verlustverhalten. Mit Hilfe einer ersten Variation der Bohrungsgeometrie wurde der Einfluß des axialen Bohrungsanstellwinkels (T106-300-2) untersucht. Anschließend wurde erneut zum axialen Anstellwinkel der Grundkonfiguration T106-300-1 zurückgekehrt und die Konfiguration T106-300-3 analysiert. Diese Bohrungsform mit lateraler Bohrungsdivergenz (Fan-

Shape) ohne Erweiterung in Hauptströmungsrichtung (Laid-Back) stellt nur einen Zwischen- schritt zu der weiter optimierten Bohrungskontur (Fan-Shape mit Laid-Back) dar. Aus Zeit- und Kostengründen wurde deswegen auf detaillierte Strömungsfeldmessungen im Mischungsbereich mittels der 3D-Hitzdrahtanemometrie verzichtet. Die Konfiguration T106-300-4 stellt als Abschluß aller Untersuchungen an Bohrungen ohne laterale Anstellung einen Meilenstein in den vorliegenden Optimierungsuntersuchungen dar, da diese die komplexeste Bohrungskontur mit dem höchsten Verbesserungspotential aufweist. Aus diesem Grund wurde für das Gitter T106-300-4 der Mischungsbereich mit detaillierten Strömungsfeldmessungen erfaßt. Ausgehend von den Ergebnissen der Konfiguration T106-300-4 wurde abschließend beim Gitter T106-300-5 der Einfluß einer lateralen Anstellung bei konturierten Bohrungen vermessen. Da die letzte Konfiguration stark von den vorhergehenden abweicht, dienten 3D-Hitzdrahtmessungen im Mischungsbereich als Hilfe bei der Interpretation aller Ergebnisse. In der Tab. 4.1 ist das gesamte Meßprogramm dieser Optimierungsuntersuchungen aufgelistet.

Zur Beschreibung der Oberflächenposition in Hauptströmungsrichtung bei den Hitzdrahtmessungen im Mischungsbereich und bei den Wärmetübergangsmessungen werden die Koordinaten s_H und s_H^* verwendet. Der Ursprung von s_H liegt am Durchtrittspunkt der Bohrungsmittellinie an der Profiloberfläche, während s_H^* von der Hinterkante der Bohrung an gemessen wird (Abb. 4.1). Die Normalkoordinate zur Profiloberfläche η , notwendig bei der 3D-Hitzdrahtanemometrie, ist ebenfalls in Abb. 4.1 eingezeichnet.

Die Strömungsfeldmessungen im Mischungsbereich stromab der Ausblasebohrung wurden in Meßebenen normal zur Profiloberfläche durchgeführt. Die Lage der Meßebenen ist durch die dimensionslose Angabe von s_H^*/d_H gekennzeichnet. Der Abstand zweier benachbarter Meßpunkte innerhalb einer Ebene sowohl in Profilnormalen- als auch in Schaufelhöhenrichtung wurde auf 0.75 mm festgelegt. Diese Distanz entspricht in etwa einem halben Sondendurchmesser. Dichtere Meßnetze erscheinen wegen der zunehmenden Überlappung der Meßinformationen nicht sinnvoll. In lateraler Richtung wurde über eine Bohrungsteilung traversiert und darüber hinaus jeweils ein zusätzlicher, die Teilung überlappender, Randschnitt vermessen.

Alle Einzelergebnisse und die Auswertung der experimentellen Untersuchungen wurden auf elektronischen Datenträgern am Institut für Strahltriebwerke der Universität der Bundeswehr München archiviert. Außerdem sind sie für den Vergleich mit Resultaten von numerischen Strömungssimulationen aufbereitet. Damit lassen sie sich als sogenannter „Testcase“ einsetzen. Zu diesem Zweck können die Daten über das Internet abgerufen werden. Eine genaue Dokumentation aller ermittelten Meßgrößen, eine Abschätzung der Meßgenauigkeit sowie eine Erläuterung der verwendeten Datenformate kann aus Brandt et. al. [17] entnommen werden.

4.2 Analyse der Filmkühlungskonfiguration T106-300-1

Aerodynamische Untersuchungen

Bei der aerodynamischen Untersuchung von Turbinengittern sind die Abströmbedingungen von besonderem Interesse, weil sie einerseits Aufschluß über das Verlustverhalten geben und sie andererseits die Zuströmbedingungen einer stromab liegenden Schaufelreihe bilden. Die folgenden Experimente beschränken sich auf Messungen im Mittelschnitt des Gitters, in dem zweidimensionales Strömungsverhalten herrscht. Einflüsse der Seitenwand, Sekundärströmungen genannt, werden nicht näher betrachtet.

Die Messungen an der Konfiguration T106-300-1 hatten zum Ziel, einen eventuellen Einfluß der Schaufeltrennung in Ober- und Unterschale sowie der Bestückung mit der Wärmeübergangsinstrumentierung auf die Gittercharakteristik auszuschließen. Aus diesem Grund wurden Nachlauftraversierungen bei ausgewählten Ausblasraten durchgeführt und wesentliche Verlustparameter untersucht. Nachfolgend werden die Ergebnisse dieser Messungen der Konfiguration T106-300-0 von Wilfert [105] gegenübergestellt.

In Abb. 4.2 ist der Totaldruckverlustbeiwert ohne Berücksichtigung der Kühlluftenergiezufuhr im Nachlauf der Turbinengitter T106-300-0 und T106-300-1 für verschiedene Ausblasraten dargestellt. Die gute Übereinstimmung der Messungen wird dabei deutlich. In der Freiströmung in Verlängerung der Saugseite ist ein geringfügiger Totaldruckverlust für das Gitter T106-300-0 zu erkennen. Dieser ist auf eine Zuströminhomogenität zurückzuführen, die durch den Hauptstromkühler stromauf der Gitter erzeugt wurde. Durch einen Umbau des Kühlers konnte diese Inhomogenität zum Großteil beseitigt werden, so daß sie bei den folgenden Messungen nicht mehr auftrat. Betrachtet man den Verlauf der Nachlaufdellen in Abb. 4.2 genauer, so ist zu erkennen, daß die Spitzenwerte für die beiden Fälle mit kleinen Ausblasraten ($M=1.0$ bzw. $M=1.2$) höher sind, als die der größeren Ausblasraten ($M=1.8$ bzw. $M=2.2$). Bei kleinen Ausblasraten erzeugt die Ausblasung nur eine Störung der Hauptströmung, während sich die Delle bei höheren Ausblasraten verkleinert, da durch die Ausblasung die energiearme Strömung im Wandbereich aufgefüllt wird.

Die Abb. 4.3 faßt die integralen Totaldruckverlustbeiwerte und die integralen Kinetische-Energieverlustbeiwerte für beide Turbinengitter zusammen. Die primären Werte werden ohne Berücksichtigung der Kühlluftenergie gebildet, während in der Definition der externen Werte die Kühlluftenergie bei deren Eintritt in die Hauptströmung eingerechnet wird. Für den Fall ohne Ausblasung $M=0$ müssen die beiden Werte definitionsgemäß zusammenfallen. Die punktuell eingezeichneten Werte des Gitters T106-300-1 weichen im Rahmen der Meßgenauigkeit nur wenig von den Meßkurven des Gitters T106-300-0 ab. Der Anstieg des primären Totaldruckverlustbeiwerts im Bereich geringer Ausblasung liegt daran, daß hier die Verlust

erzeugenden Anteile der Kühlluftzufuhr gegenüber der Energiezufuhr überwiegen. Je weiter die Ausblaserate ansteigt, um so mehr Energie wird der Strömung zugeführt, so daß der primäre Verlustbeiwert ab $M=0.5$ sinkt. Wird der Zuströmtotaldruck derart korrigiert, daß der Ausblaseimpuls berücksichtigt wird (Gl. 3.8), ergibt sich ein wesentlich anderes Bild. Für $M<2$ besitzt die Kühlströmung eine geringere spezifische Energie als die Turbinenströmung, während für $M>2$ die Energie der Kühlströmung die der Turbinenströmung übersteigt. Die Verluste zeigen bei $M\approx 1.4$ ein Minimum, weil in diesem Fall die Grenzschicht optimal reenergetisiert wird. Der Vollständigkeit halber ist im unteren Teil der Abb. 4.3 der Verlauf des Kinetische-Energieverlustbeiwerts aufgetragen. Dessen Auswertung führt zu analogen Erkenntnissen, wie bei der Analyse des Totaldruckverlusts.

Zur Beurteilung der Profilumströmung dient der dimensionslose Profildruckbeiwert c_{p2th} (Abb. 4.4). In der linken Bildhälfte ist der Verlauf von c_{p2th} an einer glatten Schaufel ohne Bohrungen aus den Messungen von Wilfert [105] und an der Schaufel T106-300-1 mit Bohrungen jedoch ohne Ausblasung dargestellt. Eine detaillierte Beschreibung der Strömungsphänomene der glatten Schaufel T106-300-0 ohne Ausblasung ist auch in Wunderwald [108] zu finden. Aus diesem Grund sei hier nur auf folgende, für die Filmkühlung und den Wärmeübergang wichtige Erkenntnisse hingewiesen:

- Ein Einfluß auf die Profilumströmung durch die Trennung der Meßschaufel in eine Ober- und Unterschale mit minimalen saugseitigen Fugen ist nicht vorhanden.
- Die Verschraubung zwischen der Oberschale und der Unterschale mit druckseitigen Senkkopfschrauben erzeugt keine Störungen der druckseitigen Profilumströmung.
- Die Wärmeübergangsinstrumentierung im Bereich von ca. $-5 \leq s_H/d_H \leq 30$ hat auf die saugseitige Profilumströmung keinen Einfluß.
- Die offene Bohrung ohne Ausblasung erzeugt minimale Störungen der Profilumströmung im Bohrungsnahbereich. Da alle Bohrungen aus einem gemeinsamen Plenum gespeist werden und aufgrund der Sekundärströmung im Seitenwandbereich ergeben sich in lateraler Richtung statische Druckunterschiede an der Profiloberfläche. Diese lateralen Druckgradienten führen zu Ausgleichsströmungen durch das Plenum. Ein Ausströmen aus manchen Bohrungen wird somit durch ein Einströmen in anderen Bohrungen kompensiert.

In der rechten Ansicht der Abb. 4.4 ist eine Vergrößerung des Profildruckbeiwerts im Bohrungsnahbereich wiedergegeben. Im Unterschied zur Instrumentierung von Wilfert [105] wird in den aktuellen Messungen der Profildruck dichter an der Bohrung gemessen. Im Literaturrückblick in Kap. 2 wurde bereits dargestellt, daß die aus der Bohrung austretenden Kühlungsstrahlen als Hindernis für die Hauptströmung stromauf der Ausblasestelle wirken. Diese Hinderniswirkung bedingt eine Verzögerung der Strömung, wie sie in Abb. 4.4 rechts durch niedrigere c_{p2th} -Werte erkennbar ist. Die Verzögerung reicht dabei bis kurz vor den Ausblase-

strahl (Kurve M=1.2, T106-00-1). Anschließend wird die Hauptströmung bei der Umströmung des Hindernisses wieder beschleunigt. Der auftretende Spitzenwert steigt bei zylindrischen Bohrungen mit anwachsender Ausblasrate. Dies deutet darauf hin, daß mit zunehmender Ausblasrate der Strahl tiefer in die Hauptströmung eindringt und somit ein ausgeprägtes Hindernis darstellt. Stromab der Ausblasung wird der Strahl zur Schaufeloberfläche umgelenkt, so daß seine Hinderniswirkung abnimmt und eine Verzögerung der Strömung zur Folge hat. Innerhalb von zehn Bohrungsdurchmessern stromab der Bohrungen ist der Einfluß der Ausblasung im c_{p2h} -Verlauf nicht mehr feststellbar.

Für die Interpretation der Wärmeübergangsergebnisse ist die Kenntnis der zweidimensionalen Geschwindigkeitsverteilung in Profilnähe von besonderer Bedeutung, da der Wärmeübergang unter anderem von der lokalen Strömungsgeschwindigkeit abhängt. Daher wurde zusätzlich zu den Messungen des Profildruckbeiwerts im Mittelschnitt auch dessen Flächenverteilung in Bohrungsnähe untersucht und als Differenzwert zwischen dem Fall mit und ohne Ausblasung dargestellt. Abb. 4.5 zeigt die Verteilung von Δc_{p2h} für M=1.2 am Turbinengitter T106-300-1. Wegen der kombinierten Instrumentierung des Wärmeübergangs und der Profildruckmessung konnten die Druckbohrungen nur auf einem Raster zwischen den elektrischen Leiterbahnen eingebracht werden, so daß für diese Konfiguration nur eine begrenzte Instrumentierungsdichte erreichbar war. Die Annahme von zur Bohrungsmittellinie symmetrischen Strömungsbedingungen, die an ausgewählten Meßpositionen überprüft wurde, erlaubt das Duplizieren und Spiegeln der Meßergebnisse. Die Instrumentierungspunkte sind als rechteckige Markierungen in Abb. 4.5 eingezeichnet. Bereiche ohne Meßinformationen sind in der Darstellung ausgeblendet.

Der Aufstau der Strömung vor den Ausblasestrahlen ist durch positive Δc_{p2h} -Wert deutlich bis ca. vier Bohrungsdurchmesser stromauf der Ausblasung zu erkennen. Zwischen den Ausblasestrahlen auf Höhe des stromab liegenden Bohrungshalbraums wird die Hauptströmung lokal beschleunigt. Das Geschwindigkeitsmaximum liegt jedoch nicht zwischen den Bohrungen sondern ca. $2.5 \times d_H$ in Verlängerung der Bohrungsmittellinie. Außerdem erkennt man auf dieser Höhe ein geringfügiges Zusammenwachsen der nebeneinander liegenden Strahlen. Diese Aufweitung der Strahlen und deren gegenseitige Berührung im Bohrungzwischenraum in deren weiterem Verlauf wird auch in der Auswertung der Rotationsbilder bei Wilfert bestätigt. Der Einzelstrahlcharakter wird hinsichtlich des Profildruckbeiwerts bis ca. vier Bohrungsdurchmesser hinter der Ausblasestelle abgebaut, so daß lokale Geschwindigkeitsunterschiede im weiteren Verlauf nicht mehr erkennbar sind.

Wärmeübergangsuntersuchungen

Eine Beurteilung der thermischen Problematik bei filmgekühlten Turbinengittern erfordert die Auswertung des lokalen Wärmeübergangskoeffizienten α auf der Schaufeloberfläche. Die zweidimensionale Verteilung erlaubt das Aufspüren von Zonen mit besonders starker thermischer Gefährdung. Die [Abb. 4.6](#) zeigt die Verteilung des saugseitigen Wärmeübergangskoeffizienten für das Gitter T106-300-1 bei verschiedenen Ausblasraten. Zum Vergleich wurde neben Untersuchungen mit Ausblasung auch der Fall $M=0.0$ mit offenen Bohrungen ohne Filmkühlung dargestellt. Stellt man die Ergebnisse für $M=0.0$ den Fällen mit Ausblasung gegenüber, so fällt auf, daß das Niveau von $\alpha(M=0.0)$ wesentlich niedriger ist. In lateraler Richtung ist der Wärmeübergangskoeffizient relativ homogen und ein Einfluß der Bohrungen ist nicht erkennbar. Aufgrund der Tatsache, daß das Turbinengitter T106-300 an der Filmkühlungsposition bereits ohne Ausblasung die maximale Strömungsgeschwindigkeit aufweist, erreicht α im Bohrungsbereich sein Maximum.

Gegenüber dem Fall ohne Filmkühlung zeigen alle Untersuchungen mit Ausblasung ein von den einzelnen Filmkühlungsstrahlen deutlich beeinflußtes Wärmeübergangsbild. Stromauf der einzelnen Ausblasestrahlen erkennt man eine Zunahme des Wärmeübergangskoeffizienten. Dieser Anstieg wird auf die Ausbildung eines Hufeisenwirbels im Aufstaubereich vor dem Ausblasestrahl (siehe Wilfert [105]) zurückgeführt, der durch den daraus resultierenden vertikalen Fluidtransport und eine Steigerung der Turbulenz zu einer Zunahme des Wärmeübergangs in diesem Abschnitt führt. Die Breite des Aufstaubereichs vor der Bohrung ist jedoch nicht von der Ausblasrate abhängig und zeigt für $M=2.2$ etwa die gleiche Ausdehnung wie für $M=1.2$. Das heißt, daß die Ausdehnung des Hufeisenwirbels vor der Bohrung ebenfalls nicht von M beeinflußt wird. Zwischen den Bohrungen ergibt sich durch die Beschleunigung der Hauptströmung inmitten der als Hindernis wirkenden Strahlen ebenfalls ein hoher Wärmeübergang, der mit wachsender Ausblasrate durch die zunehmende Beschleunigung weiter ansteigt. Für den Fall $M=1.2$ läßt sich des weiteren im Strahlnachlauf ca. zwei Bohrungsdurchmesser hinter dem Bohrungsrand eine Doppelspitze im Wärmeübergang erkennen, die auf das dort herrschende Rezirkulationsgebiet zurückgeführt werden kann. Im weiteren Verlauf stromab bleibt die Doppelspitze zunächst noch erhalten, läßt sich nun aber mit den beiden Ästen des Nierenwirbels erklären, die bei der Berührung der Oberfläche für einen erhöhten Wärmeübergang sorgen. Mit zunehmender Distanz von der Bohrung wird die Doppelspitze abgebaut und in eine Einfachspitze überführt, die noch bis $s_H/d_H=7$ zu erkennen ist. Dieser Abbau der Doppelspitze wird durch die Wirbeluntersuchungen von Wilfert bestätigt, in denen mit zunehmender Lauflänge ein Abbau des Nierenwirbels festgestellt wurde. Der Einfluß der einzelnen Strahlen reicht bis ca. acht Bohrungsdurchmesser stromab der Filmkühlungsposition. Da die Heizfolie der Konfiguration T106-300-1 keine Aufteilung der Stromkreise in ei-

nen Nahbereich um die Bohrung und einen Fernbereich aufweist, konnte aufgrund thermischer Belastungsgrenzen der Kunststoffschaufel der Bereich $1 < s_H/d_H < 2$ für $M=2.2$ experimentell nicht aufgelöst werden. Eine Messung im Gebiet unmittelbar stromab der Bohrung ($s_H/d_H=1\dots 3$), das durch hohe Wärmeübergangskoeffizienten gekennzeichnet ist, erfordert zur Darstellung der Isotherme hohe Heizleistungen. Diese hätten in Bereichen mit niedrigem Wärmeübergang ($s_H/d_H>15$) zu überhöhten Wandtemperaturen oberhalb der zulässigen Materialtemperatur geführt. Für die höhere Ausblasrate $M=2.2$ kann infolgedessen die Doppelspitze nur andeutungsweise in Form einer Abflachung der Isolinien bei $s_H/d_H=2.5$ identifiziert werden. Diese Abflachung geht anschließend in die Einfachspitze über. Im Fall der höheren Ausblasrate bleiben die Einzelstrahlen in ihrem thermischen Einfluß länger erhalten. Eine vollständige Auseinandersetzung findet erst bei $s_H/d_H=20$ statt.

Im weiteren soll für $M=2.2$ das „Streifenmuster“ mit periodisch abwechselnd hohen und niedrigen Wärmeübergangskoeffizienten in Verlängerung der Bohrung bzw. des Zwischenraums genauer betrachtet werden. Zu beachten ist hierbei die Phasenverschiebung der Spitzenwerte um eine halbe Teilung. Das heißt, bis ca. sechs Bohrungsdurchmesser liegt die Spitze in Verlängerung der Bohrungsmittellinie, während sie sich weiter stromab zur Verlängerung des Bohrungzwischenraums verschiebt. Der Grund dafür soll nun näher beleuchtet werden.

Für das Streifenmuster von α ist der höhere Turbulenzgrad der Filmkühlungsstrahlen gegenüber der Hauptströmung und die Rotation der Strahlnachläufe verantwortlich, denn Geschwindigkeitsunterschiede zwischen der Hauptströmung und den Filmkühlungsstrahlen werden bereits nach ein paar Durchmessern stromab der Bohrung abgebaut (siehe Profildruckverteilung in den vorherigen Abschnitten). Wilfert konnte stromab der Ausblasstelle höhere Turbulenzgrade in Verlängerung der Bohrung bis knapp zehn Bohrungsdurchmesser hinter der Ausblasstelle identifizieren (bis zu 10% Turbulenzanteil im Strahlnachlauf gegenüber ca. 3% in Verlängerung des Bohrungzwischenraums). Die Rotation der Strömung (Nierenwirbel) beschränkt sich im Bohrungsnahbereich ebenfalls in lateraler Richtung auf die Verlängerung der Bohrung. Beide genannten Effekte ergeben den hohen Wärmeübergang im Nahbereich ($s_H/d_H\leq 8$). Weiter stromab wird die Strahlerturbulenz abgebaut, während für hohe Ausblasraten die Rotation noch bestehen bleibt und sich lateral soweit ausdehnt, bis zwei benachbarte Nierenwirbeläste sich im Bohrungzwischenraum berühren (Abb. 4.7). Diese beiden Nierenwirbeläste führen Hauptströmungsfluid zur Schaufeloberfläche und sorgen so für eine leichte Anhebung des Wärmeübergangs im Zwischenbohrungsbereich. Der Übergang zwischen diesen beiden dominierenden Phänomenen bewirkt die Phasenverschiebung des Profils der α -Kontur um eine halbe Bohrungsteilung.

Die aktuellen Messungen der Wärmeübergangsverteilung und die Untersuchungen des Turbulenzgrades sowie der Rotation von Wilfert [105] bestätigen sich auch beim Einfluß der

Ausblaserate gegenseitig. Eine Erklärung für den deutlich verkürzten Einflußbereich der Einzelstrahlen auf den Wärmetübergang bei niedrigen Ausblaseraten ($s_H/d_H(M=1.2) \leq 8$) liefert ein Vergleich der Profilnormalanteile des Turbulenzgrades T_{uv} von Wilfert für $M=0.5$ bzw. $M=2.0$ in [105]. Dieser für den Wärmeaustausch verantwortliche Turbulenzanteil wird bei niedriger Ausblaserate ($M=0.5$) wesentlich schneller abgebaut als bei $M=2.0$. Zehn Bohrungsdurchmesser stromab der Ausblasestelle erreicht der Anteil T_{uv} nach Wilfert eine fast vollständig gleichmäßige Verteilung.

Nach Abschluß der Ausmischung ist der Wärmetübergangskoeffizient weiter stromab nicht von der Ausblaserate ($M > 0$) abhängig.

Für die Praxis sind neben der Untersuchung der zweidimensionalen Verteilung von α auf der Schaufeloberfläche auch Analysen des lateral ausgewerteten Wärmeübergangs von Bedeutung. Hierfür wird entlang der Hauptströmungsrichtung an ausgewählten Oberflächenpositionen der Wärmeübergangskoeffizient in lateraler Richtung statistisch erfaßt und dabei dessen Mittel-, Maximal- und Minimalwert in Schaufelhöhenrichtung berechnet. Der Mittelwert gibt bei bekannter Strömungstemperatur über die thermische Belastung der Schaufel an der untersuchten Position Aufschluß. Am Maximalwert sind die thermischen Spitzenbelastungen und am Minimalwert Wärmeübergangssenken erkennbar. Als weiteres Maß zur Beurteilung der Durchmischung zwischen der Hauptströmung und den Filmkühlungsstrahlen dient der Homogenitätsfaktor nach Gl. (3.30). Werte des Homogenitätsfaktors im Bereich von knapp 100% deuten auf eine vollständige thermische Durchmischung zwischen der Hauptströmung und den Filmkühlungsstrahlen hin.

Die Skalierung der folgenden Graphen wurde zum einfacheren Vergleich an die Maximalwerte aller Konfigurationen angepaßt. Zur Minimierung von statistischen Ungenauigkeiten erfolgt die Auswertung in Schaufelhöhenrichtung an den in Abb. 4.6 dargestellten vier Bohrungen im Mittelbereich der Schaufel.

Wie zu erwarten, liegen der Mittelwert und die Extrema des lateral gemittelten Wärmeübergangskoeffizienten für den Fall ohne Ausblasung (Abb. 4.8) dicht beieinander. Die lokale Saugspitze des Profils T106-300 im Bereich der Bohrungen erhöht den Wärmeübergangskoeffizienten. Die Wirkung der Ausblasung wird in den Abb. 4.9 und Abb. 4.10 deutlich. Etwa einen Bohrungsdurchmesser hinter der Bohrung erreicht der Mittelwert von α sein Maximum, das mit zunehmender Ausblaserate ansteigt. Die Anisotropie der Strömung ist im Nahbereich der Bohrung sehr hoch und ist durch niedrige Werte des Homogenitätsfaktors gekennzeichnet. Der Unterschied im Wärmeübergangskoeffizienten im Bohrungsnachlauf bzw. in Verlängerung des Bohrungzwischenraums ist deutlich an den stark voneinander abweichenden Verläufen für α_{min} und α_{max} im Bereich $0 \leq s_H/d_H \leq 8$ zu erkennen. Mit zunehmender Ausmischung sinkt die Differenz zwischen α_{min} und α_{max} . Im Fernfeld streben der Mittelwert und die Ex-

trema auf einen Wärmeübergangskoeffizienten von ca. $145 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$, der nicht von der Ausblasrate abhängt. Es bleibt festzuhalten, daß $\alpha_m(M>0, 20 < s_H/d_H < 30)$ deutlich oberhalb $\alpha_m(M=0, 20 < s_H/d_H < 30)$ liegt.

4.3 Analyse der Filmkühlungskonfiguration T106-300-2

Aerodynamische Untersuchungen

In den folgenden Abschnitten werden alle Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen am Turbinengitter T106-300-2 dargestellt. Dieses Gitter weist gegenüber der Konfiguration T106-300-1 einen erhöhten axialen Austrittswinkel von 50° zwischen dem Ende der Bohrung und der Profiloberfläche auf. Alle weiteren Parameter, insbesondere der axiale Bohrungsstellwinkel auf der Plenumsseite sind identisch zur Ausgangskonfiguration.

Zunächst wurden mit Hilfe von Nachlauftraversierungen das Verlust- und Abströmverhalten ermittelt. Das Ergebnis dieser Messungen zeigt Abb. 4.11, in der zum Vergleich neben den Fällen mit Ausblasung auch der Fall $M=0$ mit offenen Bohrungen in die Darstellung aufgenommen wurde. Die Ausblasung mit 50° Ausblaswinkel zeigt eine deutliche Wirkung auf den saugseitigen Verlauf der Nachlaufdelle. Während die Druckseite erwartungsgemäß unbeeinflußt bleibt, verbreitert sich die Delle auf der Saugseite erheblich. Dies ist auf die Mischungsverluste und die veränderte Profilumströmung im Bohrungsbereich zurückzuführen. Stellt man die Ergebnisse der Nachlauftraversierung der Konfigurationen T106-300-0 und T106-300-1 aus Abb. 4.2 denen des Gitters T106-300-2 gegenüber, fällt auf, daß der Spitzenwert der Delle bei steilem Ausblaswinkel geringfügig höher liegt als beim Ausblaswinkel von 30° . Bemerkenswert ist auch die Tatsache, daß, anders als bei den Gittern T106-300-0 und T106-300-1, der Spitzenwert der Delle bei 50° Anstellwinkel keine Abhängigkeit von der Ausblasrate zeigt. Das heißt, daß aufgrund des steileren Ausblasewinkels bereits kleine Ausblasraten zu einer starken Störung der Profilumströmung führen. Zur weiteren Interpretation werden nun die Ergebnisse der integralen Totaldruckverlustbeiwerte aus Abb. 4.12 hinzugezogen. Der primäre integrale Totaldruckverlustbeiwert zeigt beim Beginn der Ausblasung einen Anstieg und nach Erreichen des Maximums bei $M \approx 0.6$ bleibt er nahezu konstant. Das bedeutet, daß die Verlust erzeugenden Anteile durch die Ausblasung für $M > 0.6$ sich mit der Energiezufuhr durch die Kühlluftströmung hinsichtlich des Totaldrucks in etwa die Waage halten. Der starke Abfall des primären Kinetische-Energieverlustbeiwerts ξ_p , der bei den Konfigurationen T106-300-0 und T106-300-1 ab $M \approx 0.6$ zu beobachten war, fällt hier wesentlich niedriger aus. Der entscheidende Term in der Energiezufuhr durch die Ausblasung ist der Impulsanteil der Kühlluft in Hauptströmungsrichtung, der für 50° -Axialwinkel wesentlich geringer ausfällt als bei 30° . Darüber hinaus ist die Störung wegen des Profilnormalanteils der Kühlluftströmung bei 50° größer, wodurch die Verluste über das Niveau der Konfiguration

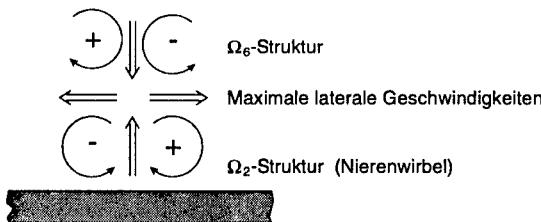
mit 30° Ausblaswinkel ansteigen. Eine günstige Energetisierung der Grenzschicht, wie sie für die Gitter T106-300-0 und T106-300-1 bei $M \approx 1.4$ mit externen Verlustbeiwerten unterhalb derer ohne Ausblasung beobachtet werden konnte, gibt es im Fall T106-300-2 nicht, sondern das Minimum liegt hier knapp über dem Wert ohne Ausblasung. Die Verluste in der Bohrung steigen bis $M \approx 1.5$ kontinuierlich an und tragen dazu bei, daß das Minimum des externen Verlustbeiwerts bei $M \approx 1.5$ nun über dem ohne Ausblasung liegt. Eine mögliche Erklärung für den Anstieg der Bohrungsverluste bis $M < 1.5$ ist eine Ablösung der Kühlluftströmung im Bohrungskanal beim Einströmen aus dem Plenum (siehe Kap. 2 mit Abb. 2.13 und Kap. 5). Das Ablösegebiet vergrößert sich mit zunehmenden Einströmgeschwindigkeiten gleichbedeutend mit einer steigenden Ausblaserate bis zu $M \approx 1.5$. Anschließend fällt der Bohrungsverlust ein wenig ab. Leider stehen keine Informationen (Messungen oder numerische Ergebnisse) zur Verfügung, die eine eindeutige Klärung für diesen geringfügigen Abfall ermöglichen. Denkbar ist, daß aufgrund der hohen Drücke die Ablösungszone ab $M > 1.5$ flach zusammengedrückt wird.

Die starke Störung der Profilumströmung aufgrund der steilen Ausblasung wird auch in der Abb. 4.13 deutlich. Der Ausblasestrahl tritt tief in die Hauptströmung ein und stellt ein ausgeprägtes Hindernis für die Profilumströmung dar. Dies führt zu einer deutlichen Verzögerung der Hauptströmung vor den Strahlen, gefolgt von einer starken Beschleunigung bis zum Erreichen des Spitzenwerts von c_{p2th} . Dieser Spitzenwert steigt mit zunehmender Ausblaserate stark an, was darauf hindeutet, daß mit wachsender Ausblaserate die Eindringtiefe erhöht wird. Selbst zwischen den Bohrungen bei $z_H/t_H = 0.5$ bilden die zusammenwachsenden Ausblasestrahlen ein Hindernis, auch wenn dies wesentlich niedriger ist als bei $z_H/t_H = 0.0$. Während der Spitzenwert von c_{p2th} deutlich mit der Ausblaserate anwächst, ist der Aufstau vor den Strahlen bei einsetzender Ausblasung weniger von M abhängig. Bei 50° Axialwinkel reicht bereits eine kleine Ausblaserate zur Verzögerung stromauf der Bohrung aus, da die Strahlen schon bei kleinem M nicht vollständig in Hauptströmungsrichtung umgelenkt werden können. Noch deutlicher wird der geschilderte Sachverhalt in Abb. 4.14a bis Abb. 4.14d. Darin erkennt man die Beschleunigung der Hauptströmung stromab der Bohrungen deutlich und es fällt die zunehmende laterale Ausbreitung der Strahlen in den Bohrungszwischenraum mit wachsender Ausblaserate auf. Die maximalen Übergeschwindigkeiten gegenüber dem Profil ohne Ausblasung, die sich mit ansteigendem M erhöhen, erreichen ihr Maximum unmittelbar stromab der Bohrung und sind lateral knapp einen Durchmesser breit. Bereits drei Bohrungsdurchmesser stromab der Bohrung sind die Geschwindigkeitsunterschiede in lateraler Richtung fast vollständig abgebaut. Der verzögerte Hauptströmungsbereich mit geringen Geschwindigkeitsdefiziten gegenüber $M=0$ wächst mit steigendem M geringfügig stromauf der Bohrungsreihe an.

Die Verzögerung der Hauptströmung führt zu einem Aufrollen der Grenzschicht und der Bildung eines Hufeisenwirbels, der in den Ölanstrichbildern der [Abb. 4.15](#) deutlich zu erkennen ist. Die Form dieses Wirbels ist nicht von der Ausblaserate abhängig.⁹⁾ Der Hufeisenwirbel setzt sich seitlich zwischen den Bohrungen fort, wobei sich bei höheren Ausblaseraten die Äste benachbarter Wirbel berühren. Ein Vergleich der Ausdehnung des Hufeisenwirbels vor dem Strahl für $M=0.5$ und $M=2.0$ zeigt fast keine Abhängigkeit von der Ausblaserate ([Abb. 4.16](#)). Die Vergrößerung eines Ölanstrichbildes für mittlere und hohe Ausblaseraten zeigt im Strahlnachlauf eine \exists -förmige Ablöselinie mit einer Doppelspitze, die zur Verdeutlichung bei den beiden oberen Bohrungen in [Abb. 4.17](#) farblich hervorgehoben wurde. Die Ablöselinie ist auf die starke Rezirkulation der Hauptströmung hinter dem als Hindernis wirkenden Ausblasestrahl zurückzuführen.

Bei der Interpretation der detaillierten Strömungsfeldmessungen im Ausblasebereich müssen die Ergebnisse der Strömungsvektoren und der Rotation Ω sowie des Hauptstromturbulenzgrades Tu_H im Verbund betrachtet werden. Nur dadurch ist eine Erklärung der Strömungssphänomene möglich.

Vor einer Bewertung der Meßergebnisse der Konfiguration T106-300-2 sollen zunächst das Strömungsfeld und die charakteristischen Rotationen der Strömung bei Filmkühlungsausblasung in einer Ebene normal zur Profiloberfläche und zur Hauptströmungsrichtung erläutert werden. Die verwendete Nomenklatur richtet sich dabei nach Vogel [101]:



In [Abb. 4.18](#) und [Abb. 4.19](#) ist im Bereich von $0.2 < \eta/d_H < 0.6$ für $s_H^*/d_H = 1$ eine symmetrische, zum Profil gerichtete Strömung zu erkennen, deren Zentrum bei ca. $z_H/d_H = 0.0$ liegt. Aus den unterschiedlichen Strömungskomponenten ergibt sich ein dominierendes Rotationspaar ([Abb. 4.20](#) und [Abb. 4.21](#)). Dieses dreht dem Nierenwirbel der Filmkühlungsstrahlen entgegen und wird gemäß der obigen Nomenklatur der Ω_6 -Struktur zugeordnet. Aus der Literatur

⁹⁾ Die Farbspuren stromauf der Bohrungen im Zwischenraum sind keinesfalls strömungsmechanischen Ursprungs, sondern auf das Verlaufen der nicht ausreichend getrockneten Ölanstrichfarbe bei der Aufnahme des Bildes zurückzuführen.

ist bekannt, daß sich Ausblasestrahlen durch erhöhte Turbulenz im Kern auszeichnen. Vergleicht man die Lage der Rotationszentren für $s_H^*/d_H=1$ mit dem Bereich maximaler Turbulenz ($-0.5 < z_H/d_H < 0.5$, $0.2 < \eta/d_H < 0.4$) in Abb. 4.22, so ist zu erkennen, daß diese nicht dekungsgleich sind. Wilfert [105] entdeckte neben dem dominierenden Nierenwirbel bei Filmkühlungsausblasung ein weiteres, dem Nierenwirbel gegenüberliegendes Wirbelpaar und assoziierte dieses mit dem Hufeisenwirbel, dessen Äste sich nach dem Aufrollen vor dem Strahlhindernis über den Nierenwirbel schieben und sich seitlich oder oberhalb des Nierenwirbels fortsetzen. Wie bereits anhand der Profildruckmessungen und der Ölanstrichbilder festgestellt, ist im Fall der Konfiguration T106-300-2 die Aufstauwirkung ausgeprägter als für die Gitter T106-300-0 und T106-300-1. Dies hat einen stärkeren Hufeisenwirbel zur Folge und liefert die Erklärung für die dominierende Rotation in $s_H^*/d_H=1$. Der Nierenwirbel liegt näher an der Wand und wird in den Messungen für $M=1.0$ nicht mehr erfaßt. Bei einer Ausblaserate von $M=2.0$ liegt der Nierenwirbel im Bereich $-0.3 < z_H/d_H < 0.3$ und wird von den Hufeisenwirbelästen eingeschlossen. Verfolgt man die Strömungsentwicklung weiter stromab, wird bei $s_H^*/d_H=5$ der Nierenwirbel sichtbar. Er liegt insbesondere für $M=2.0$ vollständig innerhalb des Strahlbereichs mit erhöhter Turbulenz (Abb. 4.21 Mitte bzw. Abb. 4.23 Mitte). Über dem Nierenwirbel bleibt der Hufeisenwirbel weiterhin bestehen, allerdings ist dessen Rotationsstärke aufgrund der Interaktion mit der Freistromung stark reduziert. Bei $s_H^*/d_H=10$ sind nur noch geringe Reste des Nierenwirbels und des Hufeisenwirbels zu erkennen. Für den Fall $M=2.0$ werden die Wirbel aufgrund der Interaktion untereinander und des resultierenden höheren Turbulenzniveaus sogar stärker abgebaut als für $M=1.0$. Verfolgt man die Entwicklung des Hauptstromturbulenzgrades in Strömungsrichtung, so fällt auf, daß zunächst, ausgehend von einem mittleren Turbulenzniveau im Strahlkern bei $s_H^*/d_H=1$, das Turbulenzniveau stromab durch die Mischungsvorgänge des Nierenwirbels mit dem Hufeisenwirbel bis zu $s_H^*/d_H=5$ angefacht wird. Anschließend sinkt die Turbulenz bis zu $s_H^*/d_H=10$ erneut ab. Gleichzeitig breitet sich der Strahl lateral weiter aus. Für den Fall $M=2.0$ ergibt sich bei $s_H^*/d_H=1$ ein weiteres Rotationspaar oberhalb des Hufeisenwirbels. Diese Rotation beruht lediglich auf den zu einander zulaufenden Lateralgeschwindigkeiten oberhalb des Hufeisenwirbels (Abb. 4.19a), die mit zunehmender Entfernung vom Profil abnehmen und damit zum Gradienten $\partial W/\partial \eta$ bzw. $\Delta W/\Delta \eta$ in der Definition der Rotation beitragen.

Da es sich bei Mischungsvorgängen zwischen den Filmkühlungsstrahlen und der Hauptströmung um komplexe dreidimensionale Vorgänge handelt, sollen nachfolgend die Normalspannungsanteile des Turbulenzgrades näher beleuchtet werden.

In den Abb. 4.24 und Abb. 4.25 sind die Turbulenzgrade in Hauptströmungsrichtung dargestellt. Man erkennt sofort, daß sich die Turbulenz nicht gleichmäßig verteilt, sondern für $s_H^*/d_H \geq 5$ an den Strahlrändern höhere Intensitäten aufweist. Die Ursache für diese höheren

Intensitäten liegt in der Interaktion in den Scherschichten zwischen der Strömung im Bohrungzwischenraum und dem Ausblasestrahl, die unterschiedliche Geschwindigkeiten aufweisen. Zudem fällt auf, daß bei $s_H^*/d_H=5$ und $M=2.0$ die erhöhten Turbulenzwerte von T_{U_U} niedriger sind als für $M=1.0$. Der Grund hierfür ist, daß das Geschwindigkeitsdefizit zwischen dem Strahl und der Umströmung für $M=2.0$ niedriger ausfällt als für $M=1.0$. Außerdem erkennt man, daß mit zunehmender Ausblaserate der Strahl in Strömungsrichtung breiter wird, wobei die Turbulenz abnimmt.

Die beiden folgenden [Abb. 4.26](#) und [Abb. 4.27](#) enthalten den Turbulenzanteil in Profilnormalenrichtung. Die Ausblasung mit $M=1.0$ verursacht keine ausgeprägten Geschwindigkeitsgradienten in Profilnormalenrichtung, so daß auch der resultierende Turbulenzgrad T_{U_V} verhältnismäßig niedrige Werte im Strahlkern bei $s_H^*/d_H=1$ annimmt. Im weiteren Verlauf stromab nimmt jedoch die Turbulenz T_{U_V} insbesondere in den Scherschichten mit aufeinander prallenden Geschwindigkeitskomponenten zwischen dem Hufeisenwirbel und dem Nierenwirbel deutlich zu. Besonders deutlich wird dieser Sachverhalt bei $M=2.0$ und $s_H^*/d_H=5$, wo T_{U_V} sein Maximum ca. 0.6 Bohrungsdurchmesser über der Profiloberfläche erreicht. Durch den Abbau der Wirbelintensitäten weiter stromab sinken die Geschwindigkeitsgradienten in Profilnormalenrichtung. Daraus resultiert eine deutliche Abnahme von T_{U_V} bei $s_H/d_H=10$.

Stark unterschiedliche Lateralgeschwindigkeiten im Strahlbereich sind für den Turbulenzanteil T_{U_W} verantwortlich, dessen Gebiet mit maximaler Intensität allerdings auf einen engen Bereich im Strahlzentrum beschränkt ist ([Abb. 4.28](#) und [Abb. 4.29](#)). Für die Position $s_H^*/d_H=5$ wird dies besonders deutlich, da der hier vorliegende Nierenwirbel in Kombination mit dem Hufeisenwirbel für divergente laterale Geschwindigkeitsanteile im Bereich von $|z_H/d_H| \leq 0.3$ sorgt.

Wärmeübergangsuntersuchungen

Untersuchungen des Wärmeübergangs ohne Ausblasung haben an den Turbinengittern T106-300-1 und T106-300-2 eine sehr gute Übereinstimmung der Meßergebnisse gezeigt (Ganzert und Fottner [38]). Aus diesem Grunde wird im folgenden auf die Darstellung des Falles $M=0$ für die Konfiguration T106-300-2 verzichtet.

Betrachtet man die Oberflächenverteilung des lokalen Wärmeübergangskoeffizienten α für das Gitter T106-300-2 in [Abb. 4.30](#), so fällt auf, daß das bei der Konfiguration T106-300-1 beobachtete Streifenmuster wesentlich weniger ausgeprägt ist. Der Grund hierfür liegt in dem steileren Ausblasewinkel, der zu einer schnelleren Vermischung zwischen den Filmkühlungsstrahlen und der Hauptströmung führt. Während die Einzelstrahlen beim Gitter T106-300-1 noch bis ca. $s_H/d_H=20$ bei $M=2.2$ zu erkennen waren, werden beim Gitter T106-300-2 die

Strahlen wesentlich früher bis $s_H/d_H=8$ abgebaut. Die Bereiche mit hohen Wärmeübergängen im Bohrungsnachlauf sind im Vergleich zum Gitter T106-300-1 verhältnismäßig kurz. Bemerkenswert ist die Tatsache, daß der Bereich der Doppel spitze in der α -Verteilung bei $M=1.0$ länger Bestand hat als für $M=2.0$. Diese Erkenntnis deckt sich mit den Erkenntnissen aus der Rotationsentwicklung (Abb. 4.20 und Abb. 4.21). An der Position $s_H/d_H=10$ konnte man für $M=1.0$ eine höhere Rotationsintensität der Wirbel erkennen als für $M=2.0$. Diese höhere Wirbelintensität sorgt für stärkeren Fluidaustausch, so daß sich der Wärmeübergang erhöht. Der ausgeprägte Hufeisenwirbel, der bereits in den Ölanstrichbildern erfaßt wurde, führt stromauf der Bohrungen und im Bohrungzwischenraum zu sehr hohen Wärmeübergängen, so daß diese von der Messung nicht mehr vollständig erfaßt werden können. Ab Ausblaseraten von $M \geq 1.0$ vergrößert sich analog der Ausdehnung des Hufeisenwirbels das Gebiet hohen Wärmeübergangs vor den Bohrungen nur wenig. Der steiler austretende Strahl bildet im Wandbereich für die Hauptströmung ein von der Ausblaserate weitgehend unabhängiges Hindernis. Die deutliche Rezirkulation, die sich, wie aus den Ölanstrichbildern zu entnehmen ist, bis ca. zwei Bohrungsdurchmesser hinter der Bohrungshinterkante erstreckt, sorgt ebenfalls für hohe Wärmeübergangskoeffizienten in diesem Bereich.

Der Verlauf des lateral ausgewerteten Wärmeübergangskoeffizienten in Strömungsrichtung demonstriert den starken Einfluß der Ausblasung auf den Spitzenwert von α_m im Bohrungsbereich, wo er seinen Maximalwert erreicht (Abb. 4.31 bis Abb. 4.34). Hinter der Bohrung bei $s_H/d_H=8$ strebt α_m unabhängig von der Ausblaserate auf den Wert von $180 \text{ W/m}^2 \text{K}$ zu und zeigt sich im folgenden Verlauf weitgehend unbeeinflußt von M . Bemerkenswert ist jedoch der Sattelpunkt im Verlauf des lateral gemittelten Wärmeübergangskoeffizienten bei $s_H/d_H=8$ für kleine und mittlere Ausblaseraten. Der Grund dafür ist, daß es im Falle der niedrigen Ausblaseraten in Verlängerung des Bohrungzwischenraums Bereiche mit niedrigerem Wärmeübergangskoeffizienten gibt, die insgesamt den mittleren Wärmeübergang absenken. Mit zunehmender Ausblaserate erweitern sich die Bereiche hohen Wärmeübergangs lateral, so daß diese zusammenwachsen. Die Erweiterung des Strahleinflußbereichs in Schaufelhöhenrichtung wird auch an der Zunahme der Minimalwerte α_{min} im Bereich $4 < s_H/d_H < 8$ mit steigender Ausblaserate deutlich.

Das Gebiet mit hohen Wärmeübergängen wird durch den hohen Turbulenzgrad im Strahl hervorgerufen. Wie bereits bei der Interpretation des Hauptstromturbulenzgrades Tu_H dargestellt wurde, weitet sich der Strahl mit zunehmender Ausblaserate lateral aus (vgl. Abb. 4.22 und Abb. 4.23, mit $s_H/d_H=1$ und $s_H/d_H=5$, $M=1.0$ und $M=2.0$). Für beide Ausblaseraten wurde das laterale Zusammenwachsen der Strahlen und deren Ausmischung in Strömungsrichtung anhand des Turbulenzgrades erkannt. Dieses wird durch die hohen Werte des Homogenitätsfaktors n_{RMS} zwischen 95% und 97% ab $s_H/d_H > 10$ bestätigt.

4.4 Analyse der Filmkühlungskonfiguration T106-300-3

Aerodynamische Untersuchungen

Das Turbinengitter T106-300-3 stellte die erste untersuchte Konfiguration mit konturierten Bohrungen (Fan-Shape) dar. Da sich beim Vergleich der Messungen der Konfiguration T106-300-1 und T106-300-2 eine deutliche Überlegenheit des geringeren axialen Ausblasewinkels gezeigt hatte, (siehe dazu bisherige Abschnitte und Kap. 4.7) wurde bei der Auslegung der Konfiguration T106-300-3 und allen folgenden Gittern ein axialer Bohrungsausschlußwinkel von 30° gewählt.

Betrachtet man den primären Totaldruckverlustbeiwert des Turbinengitters T106-300-3 der Abb. 4.35, so fällt auf, daß durch die Ausblasung die Delle breiter wird und der Spitzenwert zunimmt. Der Dellenverlauf ist allerdings für $M>0$ weitgehend von der Ausblasrate unabhängig. Lediglich der Spitzenverlustbeiwert steigt geringfügig mit zunehmender Ausblasrate an. Das bedeutet, daß die Ausblasung eine Störung der Profilumströmung darstellt, diese Störung aber unabhängig von M ist. Ein Vergleich des Verlustverhaltens der Konfiguration T106-300-3 mit den vorhergehenden Konfigurationen zeigt deutlich niedrigere Dellen-Spitzenwerte als für die Fälle mit zylindrischen Bohrungen. Hierbei muß jedoch die doppelte Teilung der Bohrungen des Gitters T106-300-3 berücksichtigt werden. Trotz der lateralen Divergenz der Bohrung und damit breiteren Ausblasesträhen ist die Störung der Profilumströmung durch die konturierte Bohrungsausblasung geringer. Bemerkenswert ist die geringe Erhöhung des Spitzenwertes der Nachlaufdelle von T106-300-3 für $M=0$ mit offenen Bohrungen gegenüber dem Fall T106-300-2. Der Grund liegt in der größeren Verschneidungsfläche der konturierten Bohrung mit der Oberfläche, die für eine stärkere Störung der Profilumströmung sorgt.

Der Einfluß der Ausblasung aus lateral divergenten Bohrungen macht sich auch hinsichtlich der integralen Verlustbeiwerte im Vergleich zu zylindrischen Bohrungen stärker bemerkbar. Die Verläufe der primären integralen Verlustbeiwerte in Abb. 4.36 zeigen, daß die Energiezufuhr durch die Kühlluft aufgrund der doppelten Bohrungsteilung geringer ausfällt als bei den vorhergehenden Konfigurationen. Andererseits liegen die integralen Verlustbeiwerte für $M>1.5$ insgesamt unter denen der zylindrischen Ausblasung. Eine optimale Reenergetisierung der Grenzschicht, wie sie beim Gitter T106-300-0 beobachtet werden konnte, findet hier nur begrenzt statt. Das heißt, daß die Ausblasung immer zu geringen Störungen führt und daß die Verluste immer etwas höher sind als die für $M=0$. Das Minimum der Verluste mit Ausblasung liegt jedoch wie in den vergangenen Fällen etwa bei $M\approx 1.2$.

Interessant sind auch die geringeren Bohrungsverluste dieser Konfiguration. Eine mögliche Erklärung ist folgende: In der Bohrung ergeben sich beim Einströmen aus dem Plenum Ablö-

sungen an der scharfen Kante. Diese bewirken auf der gegenüber liegenden Seite den bereits im Literaturrückblick erläuterten Jetting-Effekt. Die dadurch herbeigeführte Verengung des Kanalquerschnitts und die resultierenden Bohrungsverluste fallen jedoch aufgrund der divergenten Bohrungskontur nicht so stark aus, wie dies bei den zylindrischen Bohrungen beobachtet wurde.

Der Grund für die schwache Störung der Profilumströmung durch die Ausblasung beim Gitter T106-300-3 liegt, bedingt durch den geringeren Strahlimpuls, in der verminderten Eindringtiefe des Strahls in die Hauptströmung. Dieses wird anhand der [Abb. 4.37](#) klar. Die Eindringtiefe, erkennbar am Spitzenwert von c_{p2h} , ist nur wenig von der Ausblaserate abhängig. Der Spitzenwert von c_{p2h} beträgt nur einen Bruchteil dessen der Konfigurationen T106-300-1 und T106-300-2 und ist nur unwesentlich höher als bei $M=0.0$. Durch die geringere Eindringtiefe ist die damit verbundene Hinderniswirkung weniger ausgeprägt und dies führt zu verminderten Verzögerungen stromauf der Bohrung. Die laterale Divergenz der Bohrung bewirkt eine Strahlaufweitung, so daß im Profildruckverlauf keine großen Unterschiede zwischen dem Bohrungzwischenraum und der Verlängerung der Bohrungssachse zu erkennen sind. Lediglich durch die Tatsache, daß die Instrumentierungspositionen zur Ermittlung des Profildrucks im Zwischenraum dichter aneinander liegen, erscheint im Bereich $x/l=0.4$ der Gradient größerer.

Die verhältnismäßig gleichmäßige Verteilung des Differenz-Profildruckbeiwerts Δc_{p2h} (siehe Gl. (3.14), Seite 32) für verschiedene Ausblaseraten zeigen die [Abb. 4.38a](#) bis [Abb. 4.38d](#). Der gewählte Wertebereich für Δc_{p2h} wurde von den vorhergehenden Messungen beibehalten, um einen direkten Vergleich mit den Maxima und Minima bei zylindrischen Ausblasebohrungen zuzulassen. Der Aufstau der Hauptströmung vor dem Strahlhindernis ist moderat und in lateraler Richtung ergeben sich nur geringe Abweichungen. Dies spricht für die gewünschte laterale Strahlaufweitung durch die divergente Bohrung. Die in der Literatur (z.B. Gritsch [42]) beschriebenen Beobachtungen, bei denen laterale Ablösungen am Übergang vom zylindrischen zum divergenten Abschnitt der Bohrung bei einem lateralen Expansionswinkel von $\delta_l=14^\circ$ entdeckt wurden, so daß der Strahl weiterhin weitestgehenden zylindrischen Austrittsquerschnitt beibehält, werden bei dem niedrigeren Expansionswinkel der Konfiguration T106-300-3 ($\delta_l=10^\circ$) nicht festgestellt. Anders als für die zylindrischen Bohrungen kann für kleine Ausblaseraten fast keine Beschleunigung der Hauptströmung im Bohrungzwischenraum erkannt werden. Bei höheren Ausblaseraten zeigt sich etwas stromab zwischen den Bohrungen ein Bereich erhöhter Geschwindigkeit. Aus instrumentierungstechnischen Gründen konnte im Bereich $1.0 < s_H/d_H < 3.8$ in der Verlängerung der Bohrung keine Profildruckmessung erfolgen. Da jedoch bereits an der Position $s_H/d_H \approx 4$ beinahe keine laterale Variation des Profildruckbeiwerts vorhanden ist, muß davon ausgegangen werden, daß der Bereich erhöhter Geschwindigkeit bei $2.0 < s_H/d_H < 3.5$ sich nicht ausschließlich auf den Bohrungzwischenraum

beschränkt, sondern sich im nichtinstrumentierten Bereich fortsetzt. Die Erstreckung der Übergeschwindigkeiten stromauf der Ausblasestrahlen des Gitters T106-300-3 ist im Vergleich zur Konfiguration T106-300-2 bei gleicher Ausblaserate wesentlich kleiner. Das Niveau der Übergeschwindigkeiten im Strahlnachlauf ist wegen dessen geringer Eindringtiefe ebenfalls wesentlich niedriger.

In den Ölanstrichbildern der Saugseite des Turbinengitters T106-300-3 ist der Stromlinienverlauf im Wandbereich deutlich erkennbar (Abb. 4.39). Das Strömungsbild wird von der Ausblaserate nicht wesentlich beeinflußt. Eine Detailvergrößerung der Ölanstrichbilder im Bohrungsbereich zeigt, daß bei $M=0.5$ im Unterschied zu allen höheren Ausblaseraten noch keine Rezirkulation hinter dem Ausblasestrahl vorliegt (Abb. 4.40). Das bedeutet, daß der Strahl aufgrund seines geringen Impulses sofort von der Hauptströmung umgelenkt und zur Wand gedrückt wird. Zudem ist die Ausdehnung der Rezirkulation – in Abb. 4.40 farblich zusätzlich hervorgehoben – geringer als im Fall T106-300-2. Der Grund dafür ist der geringere Austrittsimpuls der Strahlen aufgrund der divergenten Bohrungen. Dieser niedrigere Austrittsimpuls führt selbst bei höheren Ausblaseraten zu einer schnelleren Umlenkung des Strahls in Richtung der Hauptströmung. Des weiteren fällt auf, daß der Hufeisenwirbel aufgrund des geringeren Aufstaus wesentlich weniger ausgeprägt erscheint und daß seine Ausbreitung stromauf deutlich kürzer als beim Gitter T106-300-2 ist.

Wärmeübergangsuntersuchungen

Der positive Effekt der Diffusorbohrungen auf die Aerodynamik spiegelt sich auch in den Wärmeübergangsergebnissen wider. Der Wärmeübergangskoeffizient zeigt auf der Saugseite des Turbinengitters T106-300-3 (Abb. 4.41) eine wesentlich gleichmäßige Verteilung mit geringer ausgeprägten Strahlnachläufen als bei der Ausblasung aus zylindrischen Bohrungen. Das Fehlen von deutlichen Übergeschwindigkeiten im Strahlbereich führt dazu, daß der Wärmeübergangskoeffizient im Strahlnachlauf nur wenig von dem Wert stromab des Bohrungszwischenraums abweicht. Erst bei $M=2.0$ ergibt sich im Nahbereich von $1 < s_H/d_H < 3$ stromab der Bohrung ein hoher α -Wert, gefolgt von einem im Wärmeübergang sichtbaren Nachlauf. Die hohen Werte knapp hinter der Bohrung sind jedoch nicht auf Übergeschwindigkeiten, sondern auf das dort herrschende erhöhte Turbulenzniveau und auf die Rezirkulation, zurückzuführen. Dies gilt im übrigen auch für die Nachläufe der Ausblasestrahlen im Mittel- und Fernfeld. Wegen der schwachen Ausprägung des Hufeisenwirbels im Aufstaubereich vor den Filmkühlungsstrahlen fällt der lokale Anstieg von α in diesem Bereich niedriger aus als in den vorhergehenden Fällen. Die Beobachtungen aus den aerodynamischen Ergebnissen hinsichtlich einer lateralen Aufspreizung der Filmkühlungsstrahlen werden von den Wärmeübergangskoeffizienten bestätigt. Trotz der doppelten Bohrungsteilung erreichen die breiteren Filmkühlungsstrahlen eine gute laterale Überdeckung.

Der relativ niedrige Wärmeübergangskoeffizient im Bohrungsnachlauf führt in der lateralen Mittelung (Abb. 4.42 bis Abb. 4.45) im Unterschied zu den zylindrischen Bohrungen zu einem merklich geringeren Spitzenwert von α_m im Bohrungsbereich für $M=0.5$ und $M=1.0$. Das lokale Maximum von α_{max} an der Position $s_H/d_H \approx 6$ ist auf Fertigungsungenauigkeiten in der Wärmeübergangsinstrumentierung zurückzuführen (siehe auch blasenförmige lokale Maxima in Abb. 4.41). Trotz dieser lokalen Meßgenauigkeit gibt es eine Erklärung für die folgende Beobachtung: Der Verlauf des Homogenitätsfaktors weist für niedrige und mittlere Ausblaserate relativ hohe Werte im Bereich $2 < s_H/d_H < 8$ auf, die in einem globalen Maximum bei $s_H/d_H = 6$ gipfeln. Der Grund für das hohe Niveau von n_{RMS} im genannten Bereich für $M=0.5$ bis $M=1.5$ liegt darin, daß erst bei $M=2.0$ der etwas erhöhte Wärmeübergang ($120W/(m^2K) < \alpha < 140 W/(m^2K)$ in Abb. 4.41) eine vollständige laterale Überdeckung erreicht. Das heißt, daß sich in lateraler Richtung für $M < 2.0$ die Erhöhung des Wärmeübergangs aufgrund von Mischungsphänomenen (z.B. angefachte Turbulenz, zunehmende Wirbelintensität) zunächst noch auf Gebiete stromab der Bohrungen beschränkt, während sich für $M=2.0$ diese Interaktionsbereiche auf den Bohrungzwischenraum ausdehnen. Diese Beobachtung wird von den Ölstrichbildern (Abb. 4.39) bestätigt. Mit zunehmender Ausblaserate ist darin eine abnehmende Einschnürung beim Abstand der Ablöselinien stromab der Bohrung festzustellen. Verstärkend für den genannten Verlauf von n_{RMS} im Bereich $2 < s_H/d_H < 8$ wirkt sich auch die Tatsache aus, daß bereits geringe Schwankungen von α bei insgesamt niedrigerem α_m einen großen Einfluß auf n_{RMS} zeigen.

4.5 Analyse der Filmkühlungskonfiguration T106-300-4

Aerodynamische Untersuchungen

Mit der Konfiguration T106-300-4 wurde die komplexeste Bohrungsgeometrie mit Fan-Shape und Laid-Back untersucht. Die Abb. 4.46 enthält den Verlauf des Totaldruckverlustbeiwerts über der dimensionslosen Umfangskoordinate u/t . Auffällig dabei ist der verglichen mit den vorhergehenden Bohrungsgeometrien relative hohe Totaldruckverlust für den Fall $M=0.0$ mit offenen Bohrungen. Der Grund ist die starke Störung der Profilumströmung durch die größere Ausdehnung der Bohrungsverschneidung mit der Profiloberfläche. Ebenso wie bei der Konfiguration T106-300-3 weist der Verlauf des Totaldruckverlustbeiwerts nur eine geringe Abhängigkeit von der Ausblaserate für $M > 0$ auf, allerdings ist für $M=2.0$ die Delle auf der Saugseite etwas breiter. Die Spitzenwerte des Totaldruckverlustbeiwerts sind geringer als bei der Konfiguration T106-300-3 mit ausschließlich lateraler Divergenz. Die Störung der Hauptströmung durch die Ausblasung fällt im aktuellen Fall schwächer aus als bei allen zuvor untersuchten Konfigurationen. Hierfür gibt es zwei Gründe: Erstens ist der Ausblasewinkel aufgrund des Laid-Backs weiter abgesenkt, wenn die Ausblasestrahlen der Bohrungskontur fol-

gen. Zweitens wird durch die zusätzliche Laid-Back-Divergenz der Eintrittsimpuls des Strahls in Profilnormalenrichtung weiter abgesenkt, so daß die Eindringtiefe des Strahls gegenüber der Konfiguration T106-300-3 weiter abnimmt. Den höchsten Spitzenwert der Verluste weist die Ausblaserate $M=2.0$ auf.

Bemerkenswert ist der Verlauf der integralen Verlustbeiwerte unter Einbeziehung der Kühl luftenergiezufuhr für verschiedene Ausblasraten (Abb. 4.47). Für kleine und mittlere Ausblasraten ($M \leq 1.5$), also kleineren und mittleren Austrittsimpulsen, folgt der Ausblasestrahl der Bohrungskontur im Laid-Back-Abschnitt. Bei der höchsten Ausblasrate kann die Kühl luftströmung durch den erhöhten Impuls nicht ganz der Laid-Back-Kontur folgen und löst an der Laid-Back-Kante ab. Dadurch steigen der effektive Ausblasewinkel und die resultierende Eindringtiefe gegenüber $M \leq 1.5$ und bewirken höhere Mischungsverluste. Bis zu $M \leq 1.5$ verändern sich die Verluste gegenüber dem Fall ohne Ausblasung nur gering, weil die Grenzschicht optimal reenergetisiert wird. Wird die Ausblasrate jedoch weiterhin erhöht, steigen die Verluste steil an. Der Anstieg des effektiven Ausblasewinkels und der Eindringtiefe erklärt auch den höheren Spitzenwert in der Nachlaufdelle und die Dellenverbreiterung auf der Saugseite für $M=2.0$.

Die Meßergebnisse der Profildruckverteilung (Abb. 4.48 und Abb. 4.49) unterstützen die obige Hypothese. Einerseits nimmt der Aufstau der Hauptströmung stromauf der Bohrung mit zunehmender Ausblasrate zu und verlagert sich insbesondere bei $z_H/t_H=0.5$ mit steigendem M weiter stromauf. Letzteres spricht dafür, daß der Randbereich des Ausblasestrahls mit wachsender Ausblasrate steiler und weiter stromauf in die Hauptströmung eintritt. Andererseits weist der Spitzenwert von c_{p2th} stromab der Ausblasestelle $z_H/t_H=0.5$ keine Abhängigkeit von M auf, während für $z_H/t_H=0.0$ das Maximum von c_{p2th} mit wachsendem M ansteigt. Es liegt die Vermutung nahe, daß sich der Strahl nicht ganz auffächert und der lateralen Divergenz folgt, sondern seitlich an den Fan-Shape-Kanten ablöst. Dieses wird insbesondere bei $M=2.0$ in der Abb. 4.49d unterstrichen, denn die erkennbare maximale Übergeschwindigkeit stromab der Bohrung beschränkt sich hier in lateraler Richtung auf gut einen Bohrungsdurchmesser. Die geschilderten Vorgänge werden zur weiteren Erläuterung in Abb. 4.50 und Abb. 4.51 dargestellt. Die Abb. 4.50 unten verdeutlicht die Strömungssphänomene im Bohrungsbereich der Konfiguration T106-300-4 bei niedrigen und mittleren Ausblasraten. Vor dem Ausblasestrahl ist ein Gebiet niedriger Strömungsgeschwindigkeit in der Bohrung, dessen Ausdehnung sich mit zunehmender Ausblasrate verkleinert, wenn bei zunehmendem Ausblaseimpuls der Strahl immer steiler in die Hauptströmung eintritt. Bei $M=2.0$ erfolgt eine Ablösung an der Laid-Back-Kante innerhalb der Bohrung, wie sie in der Abb. 4.51 dargestellt ist. In den Abb. 4.50 unten und Abb. 4.51 wird gleichzeitig die Wirkungsweise einer zunehmenden Ausblasrate hinsichtlich der Verschiebung des Aufstaubereichs stromauf erkenn-

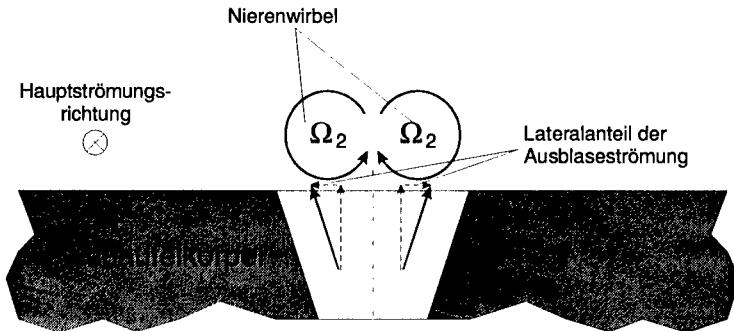
bar. Die Abb. 4.50 erklärt aber noch ein weiteres Phänomen: Ein Vergleich der Spitzenwerte von c_{p2h} zwischen den Konfigurationen T106-300-3 und T106-300-4, ergibt wider Erwarten höhere Werte für die Laid-Back-Konfiguration. Der Grund dafür liegt in der Position der c_{p2h} -Meßbohrung, die für beide Gitter identisch ist. Für die Konfiguration T106-300-3 befindet sie sich relativ weit von der Bohrungshinterkante entfernt, während in der Konfiguration T106-300-4 die Bohrung aufgrund des Laid-Backs bis kurz davor heran reicht. Für das Gitter T106-300-3 ist der Ausblasestrahl an dieser Position bereits etwas abgeflacht, da die Umlenkung weiter stromauf stattfindet, während er beim Gitter T106-300-4 etwa an der Bohrungshinterkante seine maximale Eindringtiefe erreicht. Die vollständige Umlenkung des Strahls erfolgt erst an der Kante zwischen Laid-Back und Profiloberfläche. Die unterschiedlich langen, vertikalen Bemaßungspfeile an der Instrumentierungsposition in Abb. 4.50, dargestellt durch \otimes , sollen die unterschiedliche Strahl- bzw. Hindernisdicke andeuten, die zu den unterschiedlichen Profildruckwerten führt.

Die Ölanstrichbilder in den Abb. 4.52 und Abb. 4.53 geben weiteren Aufschluß über das Strömungsbild im Bohrungsbereich. Für die Ausblaseraten $M \leq 1.5$ erkennt man deutliche Ablöselinien, die seitlich im stromabliegenden Laid-Back-Bereich von der Bohrung ausgehen. Diese Ablöselinien werden auf den Hufeisenwirbel zurückgeführt, der sich, wie in Abb. 4.50 unten gezeigt, über die Bohrung schiebt. Infolge der Strahlablösung in der Bohrung und dem daraus resultierenden steileren Austrittswinkel verschiebt sich bei $M=2.0$ die Ablöselinie des Hufeisenwirbels vor die Bohrung, wie dies eine Gegenüberstellung zweier Ölanstrichbilder für $M=1.5$ und $M=2.0$ in der Abb. 4.53 deutlich macht.

Verbunden mit Laid-Back-Bohrungsgeometrien besteht bei kleinen Ausblaseraten die Gefahr, daß Heißgas in die Bohrung eindringt (*Entrainment*) und zu einer Schaufelbeschädigung führen kann. Dieses Phänomen ist für $M \leq 1.5$ in der Abb. 4.50 ebenfalls dargestellt. Es wird durch die Rotationsrichtung des Hufeisenwirbels vor dem Strahl zusätzlich begünstigt.

Die komplexen Strömungsvorgänge im Bohrungsbereich und stromab der Ausblasestelle lassen sich anhand der Strömungsvektorbilder (Abb. 4.54 und Abb. 4.55) nachvollziehen. In allen Meßebenen erkennt man im Bereich bis $\eta/d_H < 0.4$ in der Symmetrielinie der Bohrung eine aufwärts gerichtete Strömung, die sich lateral von der Symmetrieebene der Bohrung ($z_H/d_H = 0.0$) entfernt und in eine zum Profil hingerichtete Strömung wandelt. Dieses Strömungsphenomen lässt sich auf die beiden Nierenwirbeläste zurückführen. Über dem profilnahen Strömungsfeld, das im Einfluß des Nierenwirbels liegt, wird eine Abwärtsströmung in der Nähe der Bohrungsmittellinie deutlich, deren Stärke mit zunehmender lateraler Entfernung abnimmt. Die beobachteten Strömungseffekte nehmen mit steigender Ausblaserate zu. Im Fernfeld ist der Einfluß der Ausblasung insbesondere bei $M=1.0$ in Wandnähe weitgehend abgebaut. Die Beurteilung der Phänomene anhand von Querströmungsvektoren ist schwierig, da

die Stromlinienkrümmung bereits ohne Ausblasung zu Profilnormalkomponenten des Strömungsvektors führt. Deshalb wurde in den untersuchten Schnitten die Rotation der Strömung berechnet (Abb. 4.56 und Abb. 4.57). Im wandnahen Bereich ($\eta/d_H \leq 0.4$) ist bei $0.2 \leq |s_H^*|/d_H \leq 1.5$ der Nierenwirbel zu erkennen, der wegen des geringen effektiven Ausblasewinkels im Laid-Back-Bereich dicht über der Profiloberfläche liegt und von den Messungen nur zum Teil erfaßt wird. Seine Rotationsintensität ist relativ gering, verglichen mit den Werten der zylindrischen Konfiguration T106-300-0 von Wilfert [105]. Der Grund dafür ist der niedrigere effektive axiale Ausblasewinkel, verbunden mit einer geringeren Umlenkung des Ausblasestrahls am Bohrungsaustritt und einem wesentlich kleineren Strahlimpuls aufgrund der Bohrungsdivergenz. Eine weitere Ursache für die geringere Intensität des Nierenwirbels beim Gitter T106-300-4 liegt in dessen Fan-Shape-Geometrie. Die laterale Divergenz der Ausblasestrahlen wirkt dem Nierenwirbel entgegen, wie die folgende Skizze zeigt:



Bei der Interpretation der Profildruckmessungen wurde bereits auf die Strahlablösung an der Laid-Back-Kante der Bohrung für $M=2.0$ hingewiesen. Dieser Effekt spiegelt sich in der erhöhten Eindringtiefe und der zunehmenden Nierenwirbelrotation bei $M=2.0$ wider. Der Nierenwirbel wird von zwei weiteren gegendrehenden Wirbelpaaren eingeschlossen. Seitlich auf der Höhe des Nierenwirbels liegen die beiden Hufeisenwirbeläste. Der Aufstau der Hauptströmung vor dem Strahl ist für die konturierte Bohrung geringer als bei den zylindrischen Bohrungen, so daß die Intensität des Hufeisenwirbels beim Gitter T106-300-4 niedrigere Werte annimmt als bei der Konfiguration T106-300-2. Oberhalb der symmetrischen Nierenwirbeläste ist ein weiteres Wirbelpaar erkennbar. Dies läßt sich auf die Linkskrümmung der Strömung beim Übergang vom Plenum in den Bohrungskanal zurückführen. Dieses zweite Wirbelpaar (Ω_6 -Struktur) wurde sowohl von Vogel [101] in numerischen Untersuchungen zum Gitter T106-300-0 erkannt, als auch bei der Konfiguration T106-300-2 experimentell nachgewiesen. Jeweils ein Ast des Hufeisenwirbels und der benachbarte Ast der Ω_6 -Struktur werden von einem Gebiet geringer Rotationsintensität getrennt, erkennbar an den benachbarten

„Dreiecksspitzen“ bei $\eta/d_H=0.5$ und $z_H/d_H=\pm 1.9$ in Abb. 4.56, $s_H^*/d_H=1$. Stromab wird durch die Interaktion zwischen dem Hufeisenwirbel und dem Nierenwirbel einerseits und dem Nierenwirbel und der Profiloberfläche andererseits die Intensität des Nierenwirbels abgebaut. Zusätzlich führt die Wechselwirkung zwischen der Hauptströmung und dem Hufeisenwirbel zu einer weiteren Senkung der Rotationsstärke.

Die Breite des Bereichs mit erhöhtem Hauptstromturbulenzgrad ist größer als bei den zylindrischen Bohrungen, da der Ausblasestrahl durch die divergente Bohrung aufgefächert wird (Abb. 4.58 und Abb. 4.59). Der Bereich mit maximaler Intensität erstreckt sich wesentlich weniger in Profilnormalenrichtung als für das Gitter T106-300-2. Mit dem Abbau der verschiedenen Wirbel im weiteren Verlauf bis $s_H^*/d_H=10$ sinkt Tu_H im Kern ab. Die Ausblaserate $M=2.0$ weist größere Bereiche mit erhöhter Turbulenz auf, die im folgenden Strömungsverlauf weniger als bei $M=1.0$ abgebaut werden. Die gegengerichtete Strömung in Profilnormalenrichtung, die noch bei $M=2.0$ und $s_H^*/d_H=10$ zu beobachten ist (Abb. 4.55), sorgt auch an dieser ferner stromab der Ausblasung liegenden Position für weiterhin höhere Turbulenzwerte im Kernbereich des Strahls.

Den Hauptanteil zur Turbulenzproduktion bilden die Scherschichten mit den unterschiedlichen Strömungsgeschwindigkeiten in Hauptströmungsrichtung. Dies beweist der Verlauf des Turbulenzgrades Tu_U in Abb. 4.60 und Abb. 4.61. Darin zeigen sich zwei symmetrische Maxima am Strahlrand. Aufgrund der Bohrungsdivergenz ist die Strahlgeschwindigkeit bei $s_H^*/d_H=1$ zunächst kleiner als die der Hauptströmung. In den Scherbereichen im Bohrungszwischenraum führt dies zur Erhöhung von Tu_U , während die gleichförmige Geschwindigkeit im Strahlkern zu niedrigeren Werten im Bereich $-0.3 \leq z_H/d_H \leq 0.3$ führt. Das beobachtete Phänomen ist von der Ausblaserate weitgehend unabhängig, da selbst bei $M=2.0$ der Strahl gegenüber der Hauptströmung ein Geschwindigkeitsdefizit aufweist. In Strömungsrichtung werden die Geschwindigkeiten des Strahls und der Hauptströmung einander angeglichen, wodurch Tu_U bei $M=1.0$ abnimmt. Der längere Fortbestand des Strahls für $M=2.0$ führt dazu, daß die Scherströmung am Strahlrand länger erhalten bleibt und somit zur Turbulenzproduktion beiträgt.

Die gegensinnigen Geschwindigkeitskomponenten in Abb. 4.62 und Abb. 4.63 in Profilnormalenrichtung zwischen $-0.3 \leq z_H/d_H \leq 0.3$ und $\eta/d_H \leq 0.4$ sind die Ursache für die Zunahme der Turbulenz Tuv . Mit der Verringerung dieser gegensinnigen Geschwindigkeitsanteile in Strömungsrichtung sinkt der Turbulenzgrad mit zunehmender Laufrichtung für $M=1.0$ und ist bei $s_H^*/d_H=10$ fast vollständig abgebaut. Für die hohe Ausblaserate bleiben der Hufeisenwirbel und Nierenwirbel mit der daraus resultierenden Turbulenzproduktion in den Scherschichten länger erhalten.

Im Vergleich zur Konfiguration T106-300-2 weist das Gitter T106-300-4 relativ geringe Turbulenzanteile in Schaufelhöhenrichtung auf (Abb. 4.64 und Abb. 4.65). Lediglich an den wandsächsten Meßpositionen im Strahlbereich ergibt sich ein Kern mit höheren T_{uw} -Werten. Die Ursache hierfür ist die Scherung zwischen den lateralen Anteilen der Filmkühlungsströmung am Bohrungsaustritt (siehe Skizze weiter oben) und den Lateralgeschwindigkeiten aufgrund des Nierenwirbels, die entgegengesetzte Richtungen aufweisen. Diese Turbulenz ist einen Bohrungsdurchmesser stromab der Ausblasestelle noch nicht vollständig abgebaut, allerdings gibt es keine weitere Anfachung, so daß die Intensität mit zunehmendem Abstand von der Bohrung sinkt. Wenn man von einer Strahlablösung in der Bohrung für $M=2.0$ ausgeht, dann sind die Lateralgeschwindigkeiten für diesen Fall kleiner. Damit ist auch die erläuterte laterale Scherung schwächer und dies hat, verglichen mit $M=1.0$ niedrigere Werte von T_{uw} in den Meßebenen $s_H^*/d_H=1$ und $s_H^*/d_H=5$ zur Folge.

Wärmeübergangsuntersuchungen

Die positiven Effekte der Laid-Back-Kontur auf die Aerodynamik im Bohrungsbereich zeichnen sich auch im Wärmeübergang ab. Die Verteilung des lokalen Wärmeübergangskoeffizienten auf der Schaufeloberfläche ist von der Ausblaserate vollkommen unabhängig (Abb. 4.66). Der Grund dafür liegt in der Geschwindigkeitsverteilung im Bohrungsbereich (siehe Profildruckmessungen der vorhergehenden Abschnitte), die nicht von M beeinflußt wird. Des weiteren zeigen die Turbulenz und die Rotation der Strömung, die ebenfalls für den Wärmeaustausch verantwortlich sind, keine starke Abhängigkeit von der Ausblaserate. Anders als in den zylindrischen Bohrungskonfigurationen, die ein ausgeprägtes Streifenmuster des Wärmeübergangskoeffizienten im Nachlauf der Bohrung zeigten, ist bei der Konfiguration T106-300-4 der Unterschied von α im Strahlnachlauf gegenüber dem Bohrungzwischenraum wesentlich geringer. Der einzelne Strahleinfluß mit erhöhten Werten von α läßt sich nur bis $s_H/d_H < 13$ feststellen, jedoch ist im Vergleich zur Konfiguration T106-300-3 der gesamte Strahleinfluß länger. Dies liegt daran, daß die Kühlluftstrahlen wegen des Laid-Backs näher an der Profiloberfläche entlang strömen und nicht so schnell aufgelöst werden. Die deutliche Rezirkulation hinter den Ausblasestrahlen aller Bohrungskonfigurationen ohne Laid-Back führt zu hohen Wärmeübergangskoeffizienten im Nahbereich stromab der Bohrung, während beim Gitter T106-300-4 die Werte im genannten Bereich wesentlich niedriger sind. Die herabgesetzte Rotations- und Turbulenzintensität im Fall T106-300-4 sorgt für mäßige Wärmeübergangskoeffizienten stromab der Bohrung. Wegen des schwächeren Hufeisenwirbels fehlt das lokale Maximum von α vor den Ausblasestrahlen stromauf der Bohrungen. Die geringe

Hauptströmungsbeschleunigung zwischen den niedrigen Strahlhindernissen ergibt in den Bohrungzwischenräumen nur unwesentlich höhere α -Werte als vor den Bohrungen.

Die Abb. 4.67 bis Abb. 4.70 enthalten die Verläufe in Strömungsrichtung des lateral gemittelten Wärmeübergangskoeffizienten für die Ausblaseraten $M=0.5$ bis $M=2.0$. An der Position $s_H/d_H \approx 2$ zeigt der Verlauf des mittleren Wärmeübergangskoeffizienten ein globales Maximum, das ausgehend von $\alpha_m \approx 205 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ bei $M=0.5$ auf den Wert $\alpha_m \approx 230 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ bei $M=2.0$ ansteigt. Diese Maxima liegen deutlich unterhalb der Werte aller vorhergehenden Bohrungskonfigurationen. In einer Entfernung von etwa drei bis vier Bohrungsdurchmessern stromab des Bohrungsrandes, also bei $s_H/d_H \approx 5 \dots 6$ liegt der mittlere Wärmeübergangskoeffizient nur noch etwa 13% über den Werten des Fernfelds. Aufgrund der relativ gleichmäßigen Geschwindigkeitsverteilung in lateraler Richtung weist der Homogenitätsfaktor höhere Werte auf als im Falle der zylindrischen Konfigurationen. Mit zunehmender Ausblaserate verbreitert sich der Einfluß des Ausblasestrals lateral in Richtung der Bohrungzwischenräume (Abb. 4.66). Trotzdem bleiben die α -Werte im Einflußbereich des Strahls stromab der Bohrung gleich und steigen nicht mit der Ausblaserate an, wie dies bei den vorhergehenden Konfigurationen beobachtet wurde. Dies ist der Grund für die bemerkenswerte Tatsache, daß der Spitzenwert des Homogenitätsfaktors im Bohrungsnahbereich mit zunehmender Ausblaserate steigt. Die Homogenität nimmt mit wachsendem M zu, da der Wärmeübergangskoeffizient von sich fast berührenden Strahlen dominiert wird und die niedrigeren Wärmeübergangskoeffizienten der Bohrungzwischenraumströmung in den Hintergrund treten. Der lokale Anstieg des Homogenitätsfaktors bei $s_H/d_H \approx 1.5$ ist auf Inhomogenitäten in der Aufheizung am Folienrand zurückzuführen und hat keine aerodynamische Bedeutung.

4.6 Analyse der Filmkühlungskonfiguration T106-300-5

Aerodynamische Untersuchungen

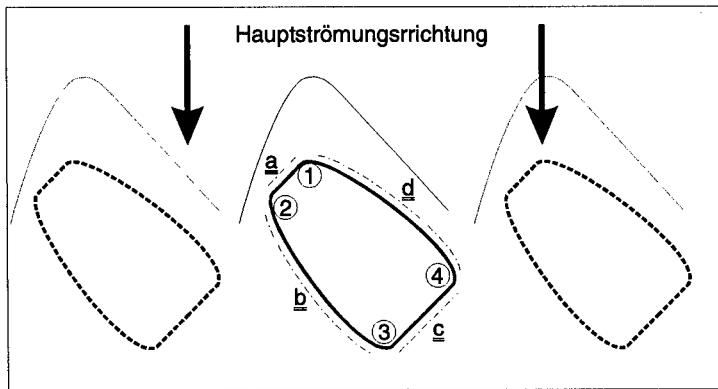
Zur Klärung des Einflusses der lateralen Anstellung von Filmkühlungsbohrungen auf die Aerodynamik und den Wärmeübergang wurde die Konfiguration T106-300-4 mit einem lateralen Anstellwinkel von 45° versehen. Alle sonstigen Parameter blieben unverändert.

Die Abb. 4.71 zeigt den Verlauf der Nachlaufdelle stromab des Turbinengitters T106-300-5 in Abhängigkeit von der Ausblaserate. Abweichend von den Ergebnissen mit konturierten Bohrungen ohne laterale Anstellung weist die Delle eine deutliche Abhängigkeit von der Ausblaserate auf. Sowohl der Spitzenwert des Totaldruckverlustbeiwerts als auch die Breite der Delle auf der Saugseite nehmen mit steigender Ausblaserate zu. Für $M > 0$ liegen die Spitzenwerte wesentlich über den Werten der konturierten Bohrungen ohne laterale Anstellung. Der Grund für die Verbreiterung des saugseitigen Astes der Nachlaufdelle mit zunehmender Aus-

blaserate liegt in der Ausweitung des Störungsgebiets durch die laterale Ausblasung. Hier unterscheidet sich der Verlauf der Nachlaufdelle wesentlich von dem der Konfiguration T106-300-4, in der sich die Nachlaufdelle weitgehend von M unabhängig zeigt. Das heißt, daß abweichend von der Konfiguration T106-300-4 beim Gitter T106-300-5 die Ausmaße des Mischungsbereichs zwischen den Filmkühlungsstrahlen und der Hauptströmung mit zunehmender Ausblaserate lateral anwachsen. Der negative Einfluß der lateralen Ausblasung wird besonders in den integralen Verlustbeiwerten (Abb. 4.72) erkennbar. Alle Konfigurationen ohne laterale Anstellung weisen bei hohen Ausblasraten Werte des primären Kinetische-Energieverlustbeiwerts auf, die gleich oder sogar unter dem von $M=0.0$ liegen. Bei Bohrungen ohne laterale Anstellung ist der Anteil der Energiezufuhr proportional zum Kosinus des axialen Ausblasewinkels. Der profilmale Anteil des Strahlimpulses, proportional zum Sinus des axialen Ausblasewinkels, dissipiert und trägt nicht zur Energiezufuhr durch die Kühlluft bei. Bei lateral angestellten Bohrungen dissipiert zusätzlich zum profilmalen Anteil auch der Anteil der Kühlluftenergie in Schaufelhöhenrichtung, so daß die effektive Energiezufuhr bei gleicher Ausblasrate niedriger ausfällt. Dies ist insbesondere bei mittleren und hohen Ausblasraten der Fall, wie für $M>1$ in Abb. 4.72 zu erkennen ist. Die laterale Ausblasung erzeugt höhere Mischungsverluste aufgrund des niedrigen Impulses in Hauptströmungsrichtung und sowohl der profilmale Geschwindigkeitsanteil des Ausblasestrahls als auch der laterale Anteil müssen in Hauptströmungsrichtung umgelenkt werden. Des weiteren nimmt die Versperrung der Hauptströmung durch die laterale Ausblasung zu und erhöht so die integralen Verluste. Zusätzlich zu dem gestiegenen externen Verlustbeiwert erhöhen sich aufgrund der längeren Bohrung auch die Bohrungsverluste der Konfiguration T106-300-5.

Eine Auftragung des Profildruckbeiwerts in den Meßebenen $z_H/t_H=0.0$ bzw. $z_H/t_H=0.5$ ist bei lateral angestellten Bohrungen nicht sinnvoll, denn der Schnitt $z_H/t_H=0.0$ trifft den Laid-Back-Bereich der benachbarten Bohrung. Aus diesem Grund wurden alle Ergebnisse der Profildruckmessung für eine Ausblasrate in jeweils ein Diagramm aufgenommen (Abb. 4.73). Übereinander liegende Punkte mit gleicher x/l -Koordinate liegen somit entlang eines lateralen Schnitts. Diese Darstellung verdeutlicht das breite Spektrum der verschiedenen c_{p2h} -Werte in Abhängigkeit der lateralen Lage zur Bohrung. Beispielsweise variiert der Profildruckbeiwert für $M=2.0$ in seinem Maximalwert an der Position $x/l=0.43$ zwischen $-0.44 > c_{p2h} > -0.59$. Da die Strömung bereits mit offenen Bohrungen ohne Ausblasung am Gitter T106-300-5 stark von den schrägen Bohrungen gestört wird, wurde als Vergleich zu den Fällen mit Ausblasung die Konfiguration T106-300-0 mit geschlossenen Bohrungen von Wilfert [105] hinzugefügt. Anhand der Profildruckbeiwerte zeigt sich eine deutliche Störung der Profilumströmung aufgrund der lateralen Ausblasung. Insbesondere fällt der unstetige Verlauf der c_{p2h} -Werte vor der Bohrung auf. Der Grund dafür ist der unterschiedliche Aufstau der Hauptströmung vor

dem Ausblasestrahl (Abb. 4.74a bis Abb. 4.74d). Die folgende Skizze und die Nomenklatur dienen zur einfacheren Lokalisierung bei der Beschreibung der Strömungsphänomene:



Nomenklatur:

s: Bohrungskante

i: Bohrungsbereich

si: Bereich der Bohrungskante s in Richtung i

Im folgenden Abschnitt wird der Fall $M=2.0$ betrachtet, bei dem die Strömungsphänomene am deutlichsten sichtbar werden. Der Ausblasestrahl, der der Bohrungskontur folgt, wirkt ähnlich einem Keil als Hindernis für die Hauptströmung. Insbesondere an den Kanten a und d ist die Hinderniswirkung stark ausgeprägt, während die „Keilspitze“ des Ausblasestrahls im Bereich 1 unter der Hauptströmung etwas nachgibt und ein geringeres Hindernis darstellt. Die Hindernishöhe nimmt entlang der Kanten a und d in Richtung 12 bzw. 14 zu. Im Gebiet zweier benachbarter, aneinander grenzender Ausblasebereiche (b2 und d4) tritt der maximale Aufstau auf. Der Hauptanteil des Ausblasestrahls verlässt die Bohrung im Bereich 3, erkennbar an den dort auftretenden maximalen Übergeschwindigkeiten gegenüber dem Fall $M=0.0$. Dabei nimmt der Aufstau mit zunehmender Ausblaserate zu. Dies führt zur Bildung eines Hufeisenwirbels vor dem Ausblasestrahl, der sich ähnlich der Konfiguration T106-300-4 über die Bohrung schiebt. Anhand der Ölanstrichbilder (Abb. 4.75) lässt sich für $M=0.5$ noch kein Hufeisenwirbel beobachten, allerdings ist dessen Ablöselinie für $M \geq 1.0$ etwa in der Mitte der stromauf liegenden Bohrungskante d bereits deutlich erkennbar. Entlang der stromab liegenden Bohrungskante b wird die Ablöselinie erst ab $M \geq 1.0$ erkennbar. Der farblose etwa dreieckige Bereich zwischen den Hufeisenwirbeln benachbarter Bohrungen deutet darauf hin, dass die wandnahe Hauptströmung zwischen den Wirbeln hindurch gepresst wird und durch ausgeprägte Scherkräfte für einen Abtrag der Ölfarbe sorgten. Neben den Strömungsphäno-

menen im Bohrungsnahfeld erkennt man in den Ölanstrichbildern auch die Krümmung der Strahltrajektorie im Fernfeld der Bohrung.

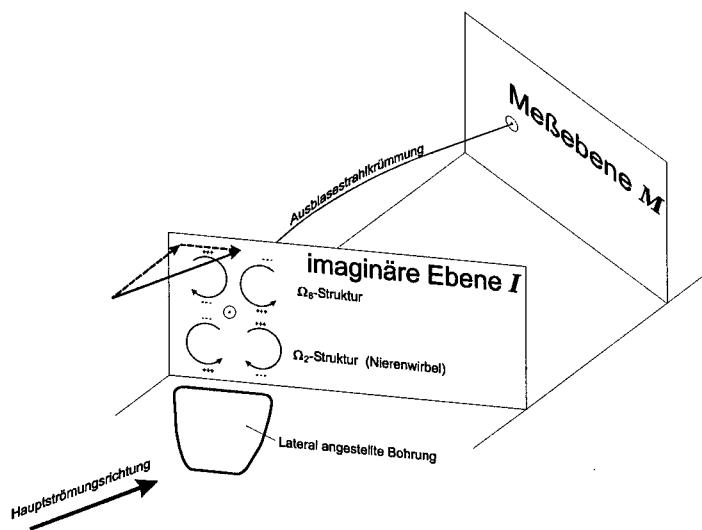
Hitzdrahtmessungen erfordern eine Meßkorrektur bei Wandabständen von unter 3 mm. Die Notwendigkeit der Wandkorrektur ergibt sich aus der Tatsache, daß die drei Sondendrähte einen unterschiedlichen Abstand zur Profiloberfläche aufweisen und durch Wärmestrahlung von der Metallocberfläche verschieden stark gekühlt werden. Diese von Draht zu Draht differierende Kühlung führt zu „Scheingeschwindigkeiten“ der Strömung, die durch eine Wandkorrektur nach einem Vorschlag von Wilfert [105] beseitigt werden können. Das Korrekturverfahren beruht darauf, daß aufgrund der Haftung der Strömung an der Wand die Geschwindigkeit gleich Null ist und in kleinsten Entfernung zur Wand nur Geschwindigkeiten tangential zur Oberfläche auftreten können. Der Wandeinfluß nimmt mit zunehmender Distanz von der Schaufelkontur ab und läßt sich mit Hilfe eines Korrekturpolynoms in allen Geschwindigkeitsprofilen im untersuchten Meßschnitt eliminieren.

Im Rahmen der aktuellen Untersuchungen werden bei lateral nicht angestellten Bohrungen zur Bestimmung des Korrekturpolynoms zunächst im Bohrungzwischenraum im Bereich ungestörter Hauptströmung die „Scheingeschwindigkeiten“ ermittelt. Aus Symmetrieverlegungen ist bekannt, daß in Wandnähe im Bohrungzwischenraum keine laterale Strömungsgeschwindigkeit auftreten kann. Außerdem muß der Profilnormalanteil der Strömungsgeschwindigkeit in Wandnähe Null sein. Mit diesen Randbedingungen kann das Korrekturpolynom bestimmt werden. Bei lateraler Ausblasung besteht die Schwierigkeit, einen geeigneten Meßquerschnitt zur Ermittlung des Korrekturpolynoms ohne Einfluß der Bohrungen zu finden. Wegen der genannten Schwierigkeit ist das Korrekturpolynom mit einer etwas höheren Meßunsicherheit als in den vorhergehenden Konfigurationen behaftet. Diese Meßgenauigkeit überträgt sich auf die absoluten Beträge der Querströmungen.

Die [Abb. 4.76](#) und [Abb. 4.77](#) zeigen die Querströmungsgeschwindigkeiten in den Meßschnitten $s_H^*/d_H=1$, $s_H^*/d_H=5$ und $s_H^*/d_H=10$ für die Ausblasraten $M=1.0$ und $M=2.0$. Darin wird der laterale Geschwindigkeitsanteil in Wandnähe durch die schräge Ausblasung deutlich. Mit zunehmender Ausblasrate steigt der laterale Geschwindigkeitsanteil. Diese Beobachtung deckt sich mit den qualitativen Ergebnissen aus den Ölanstrichbildern, die laterale schräge Wandstromlinien aufweisen. Die laterale Komponente der Strömung bleibt bis zu einem Abstand von zehn Bohrungsdurchmessern erhalten und ist insbesondere bei $M=2.0$ noch deutlich zu sehen. Die laterale Wandströmung wird von darüber liegenden asymmetrischen Wirbeln überlagert. Diese führen im Bereich $z_H/d_H=0$ und $\eta/d_H>0.5$ zu einer dominierenden, zum Profil gerichteten Strömung, die mit zunehmendem Wandabstand abgebaut wird.

Prinzipiell sind die auftretenden Wirbelphänomene bei der Ausblasung aus lateral angestellten Bohrungen ähnlich denen der symmetrischen Konfigurationen, allerdings führt die schräge

Anstellung der Hauptströmung zur Bohrungsströmung zu einer asymmetrischen Anfachung der verschiedenen Wirbeläste. Dies wird anhand der folgenden Skizze deutlich:



Zunächst wird eine imaginäre Profilnormalenebene **I** knapp stromab und parallel zur Bohrungshinterkante betrachtet. Darin sind die bereits aus den symmetrischen Konfigurationen bekannten Wirbelpaare aufgetragen. Die Hauptströmung lässt sich in der Ebene **I** in eine Tangentialkomponente und in eine Normalkomponente, wie in obiger Skizze angedeutet, zerlegen. Je nach Profilabstand und lateraler Lage bezüglich der Bohrung hat die Tangentialkomponente eine Anfachungen (++) bzw. Abschwächungen (--) der Filmkühlungswirbel in den dargestellten Teilbereichen zur Folge (siehe Skizze).

Mit Hilfe der erläuterten Hintergrundinformation lassen sich die Rotationsverläufe für die Konfiguration T106-300-5 in [Abb. 4.78](#) und [Abb. 4.79](#) eindeutig zuordnen. In der Meßebene $s_H^*/d_H=1$ erkennt man für beide untersuchten Ausblasraten einen Wirbelast mit negativer Rotationsrichtung mit dem Zentrum bei $z_H/d_H \approx 0.4 \dots 0.5$ und $\eta/d_H \approx 1$. Bei diesem Wirbel handelt es sich um den abgeschwächten negativen Ast der Ω_6 -Struktur. Der flache Bereich zwischen der Ω_6 -Struktur und der Schaufeloberfläche ist durch eine positive Rotation, basierend auf dem Nierenwirbel gekennzeichnet. Links von den soeben genannten Teilwirbelpaaren dominiert der positive Ast der Ω_6 -Struktur. Der negative Ast des Nierenwirbels wird zur Profiloberfläche gedrückt und ist in der Meßebene $s_H^*/d_H=1$ nicht zu erkennen. Im weiteren Verlauf stromab nimmt die Intensität des Ω_6 -Wirbelpaars aufgrund der Interaktion mit der darüber liegenden Hauptströmung ab. Gleichzeitig vergrößert sich der zwischen der Ω_6 -Struktur und der Oberfläche liegende Nierenwirbel, so daß in der Meßebene $s_H^*/d_H=5$ dessen negativer

Ast erkennbar wird. Im Bohrungzwischenraum, eingeschlossen vom dominierenden positiven Ast der Ω_6 -Struktur und dem positiven Ast des Nierenwirbels der benachbarten Bohrung, ergibt sich, einem Getriebe mit drei in einer Ebene liegenden Zahnrädern ähnlich, eine Strömung mit negativer Drehrichtung. Im Fall $M=2.0$ verbindet sich diese Rotation im weiteren Verlauf stromab mit dem schräg darüber liegenden negativen Ast der Ω_6 -Struktur. Dies führt für $M=2.0$ zu sehr schwachen, abwechselnd nebeneinander liegenden gegenläufigen Rotationen bei $s_H^*/d_H=10$, während sich für $M=1.0$ alle Wirbel bei $s_H/d_H=10$ fast vollständig ausgemischt haben.

Die Konfiguration T106-300-5 zeichnet sich aufgrund der relativ geringen Geschwindigkeitsgradienten durch einen niedrigen Hauptstromturbulenzgrad für $M=1.0$ aus (Abb. 4.80). Bereits fünf Bohrungsdurchmesser stromab der Ausblasestelle ist der Einfluß der Ausblasung nur noch gering. Für $M=2.0$ sorgt der positive Ast des Nierenwirbels für eine Zunahme des Hauptstromturbulenzgrades im Kern der Rotation (Abb. 4.81). Dieser erhöhte Hauptstromturbulenzgrad wird weiter stromab mit sinkender Rotation abgebaut. Die verbleibenden, schräg zur Oberfläche liegenden Rotationsgebiete mit jeweils wechselnden Vorzeichen haben in deren Zentren eine erneute minimale Zunahme des Turbulenzgrades zur Folge. Der schmale Kernbereich erhöhter Turbulenz deutet, ebenso wie die begrenzte Übergeschwindigkeit in der c_{p2th} -Verteilung, darauf hin, daß der Hauptanteil der Kühlluft in der stromab liegenden Bohrungsecke ③ austritt und sich die Ausblasung nicht über den gesamten Bereich der Hinterkante c erstreckt.

Ein Vergleich der Normalkomponenten des Turbulenzgrades (T_{UU} , T_{UV} , T_{UW}) in Abb. 4.82 bis Abb. 4.87 zeigt, daß die Zunahme der Turbulenz im Wesentlichen auf laterale Turbulenzanteile zurückzuführen ist (Die unterschiedliche Farbskalierung in den Graphen ist hierbei zu beachten). Geschwindigkeitsunterschiede im Ausblasestrahl, deren Ursache in der Bohrungsdurchströmung liegt, ergeben lediglich im Strahlzentrum bei $s_H^*/d_H=1$ geringfügig höhere Werte von T_{UU} . Diese Geschwindigkeitsdifferenzen werden weiter stromab abgebaut und damit sinkt der weitere Turbulenzanteil T_{UU} . Laterale Geschwindigkeitsunterschiede aufgrund der beiden gegendrehenden Nierenwirbeläste sind der Grund für eine Zunahme von T_{UW} bei $s_H^*/d_H=1$ und $z_H/d_H=0$.

Wärmeübergangsuntersuchungen

Der Einfluß der lateralen Ausblasung aus konturierten Bohrungen auf den lokalen Wärmeübergangskoeffizienten ist in Abb. 4.88 zu sehen. Es zeigt sich, daß der Verlauf von α auf der Schaufeloberfläche im Mittel- und Fernfeld unabhängig von der Ausblasrate ist. Lediglich im allernächsten Bohrungsbereich $0 < s_H/d_H < 3$ nimmt der Wärmeübergangskoeffizient mit steigendem M geringfügig zu. Im Bohrungzwischenraum ist eine Erhöhung von α festzustellen,

die auf die Beschleunigung der Hauptströmung zwischen den Ausblasestrahlen zurückzuführen ist. Verstärkt wird dieser Effekt durch die Rotation der Strömung im Bohrungszwischenraum, die in der Auswertung der dreidimensionalen Hitzdraht-Anemometrie erkannt wurde. Da sich die schräge Ausblasung durch relativ geringe lokale Turbulenzunterschiede zwischen dem Ausblasestrahl und der Zwischenraumströmung im Mittel- und Fernfeld auszeichnet, ergeben sich im Strahlnachlauf bzw. im Bohrungszwischenraum nur kleine Unterschiede im Wärmeübergangskoeffizienten. Die schräge Ausblasung hat eine gute laterale Ausbreitung des Strahls zur Folge, so daß durch erhöhten Wärmeübergangskoeffizienten erkennbare Einzelstrahlnachläufe nur sehr kurz sind ($s_H/d_H < 7$). Bemerkenswert ist die Tatsache, daß die auftretenden Maxima des Wärmeübergangskoeffizienten ($Max(\alpha) = [260W/(m^2K) \dots 280W/(m^2K)]$) des Gitters T106-300-5 deutlich über den Werten der Konfiguration T106-300-4 ohne laterale Anstellung ($Max(\alpha) = [230W/(m^2K) \dots 250W/(m^2K)]$) liegen. Der Grund hierfür ist die wesentlich höhere Rotation der Strömung bei der lateral angestellten Bohrung, die für einen Fluidaustausch in Wandnähe sorgt und damit den Wärmeübergang erhöht.

Die Abb. 4.89 bis Abb. 4.92 zeigen die Verläufe der lateralen Auswertung des Wärmeübergangskoeffizienten für die Ausblaseraten $M=0.5$ bis $M=2.0$. Ein Vergleich der verschiedenen Ausblaseraten zeigt, daß α_m bis auf den allernächsten Bereich stromab der Bohrung nicht von der Ausblaserate abhängig ist. Im Bohrungsnahfeld steigt $\alpha_m(M=0.5) = 230W/(m^2K)$ auf $\alpha_m(M=2.0) = 245W/(m^2K)$ schwach an. Die auftretenden Maximalwerte stromab der Bohrung werden durch die Ausblaserate nicht beeinflußt. Interessant ist die Tatsache, daß der Homogenitätsfaktor, obwohl bereits bei sehr hohen Werten zwischen 94% und 100% liegend, mit zunehmender Ausblaserate weiter ansteigt. Das liegt daran, daß die von dem Kühlstrahl bespülte Oberfläche mit steigendem M in die Bohrungszwischenräume eindringt und die laterale Ausbreitung weiter verbessert wird. Das lokale Randmaximum aller Verläufe in Abb. 4.89 bis Abb. 4.92 bei $s_H/d_H = -1.8$ hat keine strömungsmechanischen Ursachen, sondern ist auf eine inhomogene Aufheizung am Heizfolienrand zurückzuführen.

4.7 Zusammenfassung der Ergebnisse und Vergleich der Ausblasekonfigurationen

In den vorhergehenden Unterkapiteln wurden die charakteristischen Strömungs- und Wärmeübergangseigenschaften der verschiedenen Konfigurationen erläutert. In den folgenden Abschnitten werden die Ergebnisse der Ausblasekonfigurationen gegenübergestellt und zusammengefaßt.

4.7.1 Vergleich der aerodynamischen Ergebnisse

Eine Optimierung von Filmkühlungskonfigurationen erfordert neben der Betrachtung von thermischen Bilanzen auch die Gegenüberstellung von aerodynamischen Strömungsdetails, da diese die Hauptursache für die thermischen Phänomene darstellen. Eine erfolgreiche Optimierung benötigt zudem die Betrachtung der aerodynamischen Verluste, die aufgrund der Filmkühlung entstehen.

Die Auftragung des Profildruckbeiwerts c_{p2h} in Abb. 4.93 erlaubt die Quantifizierung der Störung der Profilumströmung. Bei der Auftragung von c_{p2h} in der Abb. 4.93 wurden die Werte mit maximaler Abweichung gegenüber der Umströmung des glatten Profils bei einer bestimmten Ausblasrate ausgewählt. Die Punkte höchster Abweichung liegen für die symmetrischen Bohrungskonfigurationen entlang der Bohrungsmittellinie, während sie sich beim Gitter T106-300-5 entlang der gekrümmten Strahlmitte anordnen. Das „worst case“ Szenario der maximalen Abweichungen vermittelt einen Eindruck über das mögliche Störpotential der Filmkühlungsausblasung aus lateral angestellten Bohrungen auf die Profilumströmung. Ein Vergleich der Ausblasenkonfigurationen anhand von Abb. 4.93 macht die Überlegenheit der konturierten Bohrungen gegenüber den zylindrischen Bohrungen deutlich. Das Gitter T106-300-2 mit 50° axialem Ausblasewinkel weist den stärksten Aufstau der Hauptströmung vor den Ausblasestrahlen auf, da die Ausblasestrahlen in diesem Fall das höchste Hindernis bilden. Dies hat die stärkste Beschleunigung der Hauptströmung über den Strahlen zur Folge. Demgegenüber ist die Aufstauwirkung vor den flachen divergenten Ausblasestrahlen der konturierten Bohrungen geringer. Für die Ausblasrate $M=1.0$ folgt die Kühlluftströmung des Gitters T106-300-4 weitgehend der Laid-Back-Lippe, so daß sich ein kleinerer effektiver axialer Ausblasewinkel ergibt als für die Konfiguration T106-300-3. Als Folge davon ist die Verzögerung der Hauptströmung vor dem Strahl für die Laid-Back-Konfiguration geringer als für den Fall rein lateraler Bohrungsdivergenz. Bei hoher Ausblasrate und damit höheren Ausblaseimpulsen löst die Strömung am Scheitelpunkt des Laid-Backs ab. Der effektive Ausblasewinkel liegt wegen der Ablösung der Strömung an der Laid-Back-Lippe ähnlich dem Gitter T106-300-3 bei etwa 30°. Folglich ist die Verzögerung der Hauptströmung stromauf der Bohrungen für alle divergenten Konfigurationen mit 30° Ausblasewinkel bei $M=2.0$ etwa gleich. Im Bohrungsnahfeld stromab der Ausblasestelle scheint die Konfiguration T106-300-3 an den Meßpositionen eine niedrigere Übergeschwindigkeit als die Konfiguration T106-300-4 ($|c_{p2h}(T106-300-3, x/l=0.437)| < |c_{p2h}(T106-300-4, x/l=0.437)|$) aufzuweisen. Der Grund für die scheinbar höhere Strömungsgeschwindigkeit bei Ausblasung am Gitter T106-300-4 gegenüber der Konfiguration T106-300-3 liegt an der Lage der Profildruckmeßstellen (eine detaillierte Erklärung wurde in Abschnitt 4.5 gegeben). Tatsächlich zeigen die Ergebnisse der CFD-Untersuchungen in Kap. 5, daß die maximale Übergeschwindigkeit des Gitters

T106-300-3 mit Ausblasung erwartungsgemäß Werte über der Konfiguration T106-300-4 aufweist.

Bemerkenswert ist der Verlauf von c_{p2h} für die Konfiguration T106-300-5. Die negative Beeinflussung der Profilmströmung liegt bei der lateral angestellten, konturierten Bohrung zwischen der einfachen zylindrischen Bohrungskontur und den konturierten Konfigurationen ohne laterale Anstellung. Für $M=1.0$ ist der Aufstau der Hauptströmung vor den Ausblasestrahlen annähernd dem der Konfiguration T106-300-4 gleich. Das heißt, der Hauptanteil des Ausblasemassenstroms tritt nur im hinteren Bohrungsbereich aus. Vergleichbar mit einer Düsenströmung führt dies dort zu einer erhöhten Strahleindringtiefe und damit zu einer stärkeren Beschleunigung der Hauptströmung über dem Ausblasestrahl.

Die Störung der Profilmströmung und die Mischung der Ausblasestrahlen mit der Hauptströmung hat eine Zunahme der integralen Verlustbeiwerte zur Folge. Im Rahmen von Optimierungsuntersuchungen ist ausschließlich die Betrachtung von Verlustbeiwerten mit Berücksichtigung der Kühlluftenergiezufuhr von Interesse.

In den Abb. 4.94 und Abb. 4.95 sind die integralen Verlustbeiwerte in Form des Totaldruckverlustbeiwerts und des Kinetische-Energieverlustbeiwerts für alle Turbinengitter und verschiedene Ausblaseraten aufgetragen. Da das Turbinengitter T106-300-1 eine abgeleitete Version des Gitters T106-300-0 aus [105] mit weitgehend identischer Bohrungskonfiguration darstellt, beinhaltete das Meßprogramm zur Bestimmung der Verluste nur wenige Ausblaseraten. Eingangs dieses Kapitels wurde gezeigt, daß die Konfigurationen T106-300-0 und T106-300-1 ein übereinstimmendes Verlustverhalten aufweisen, so daß in der Auftragung der integralen Verlustbeiwerte der Abb. 4.94 und Abb. 4.95 die Messungen der Konfiguration T106-300-1 mit den Ergebnissen der Konfiguration T106-300-0 ergänzt wurden. Die Ausblaserate $M=0.0$ stellt den Fall offener Bohrungen ohne Kühlluftzufuhr dar. Lediglich für die Konfiguration T106-300-0 wurden die Verluste für $M=0.0$ an einer glatten Schaufel ohne Bohrungen ermittelt. Dies erklärt die geringfügig niedrigeren Verluste dieser Konfiguration bei $M=0.0$. Die thermodynamischen Verlustbeiwerte unterscheiden sich von den externen Verlustbeiwerten durch die Berücksichtigung der Verluste in der Bohrung. Zur Analyse des Einflusses der Ausblasung auf die Verlustentwicklung sind daher die externen Verlustbeiwerte eher geeignet, während sich für die Auslegung von Turbomaschinen die thermodynamischen Beiwerte als passender erweisen.

Der Vergleich der beiden Verlustbeiwerte aus den Abb. 4.94 und Abb. 4.95 führt die deutliche Überlegenheit der Filmkühlung mit kleinen Ausblasewinkeln vor Augen. Für sehr kleine Ausblaseraten ($M<0.5$) hingegen spielt der Ausblasewinkel bei zylindrischen Bohrungen nur eine untergeordnete Rolle. Dies liegt daran, daß unabhängig vom Bohrungswinkel zunächst nur die Grenzschichtentwicklung und die Profilmströmung gestört wird, aber der Strahl nur wenig in

die Hauptströmung eintritt. Die geringste Störung der Profilumströmung aufgrund der Ausblasung erzeugt die Konfiguration T106-300-4, deren effektiver Ausblasewinkel wegen des Laid-Backs nochmals niedriger ist als bei den Vorgängerkonfigurationen. Bei der lateral angestellten konturierten Bohrung (T106-300-5) liegt die Störung der Grenzschicht in der gleichen Größenordnung wie bei den zylindrischen Konfigurationen. Eine Ausblasung aus zylindrischen Bohrungen mit 30° Ausblasewinkel und $M=1.2$ führt zu einer optimalen Energetisierung der Grenzschicht. Dadurch können die externen Verluste unter die der Schaufel ohne Ausblasung sinken (siehe auch Wilfert [105]). Allerdings verursacht eine weitere Zunahme der Ausblaserate auch für diese Konfiguration erneut ansteigende Verluste. Bei einem Ausblasewinkel von 50° und zylindrischen Bohrungen gelingt eine solche optimale Energetisierung der Grenzschicht nicht. Die Verlust erzeugenden Anteile der Ausblasung in Profilnormalenrichtung überwiegen die Verlust mindernden Tangentialkomponenten für alle Ausblaseraten. Gleichwohl zeigen die Verluste ebenso wie bei den Gittern T106-300-0 und T106-300-1 ein lokales Minimum. Ohne Berücksichtigung der Bohrungsverluste liegen die Beiwerte ω_{ex} und ξ_{ex} für die divergenten Bohrungen trotz des identischen axialen Ausblasewinkels über denen der Konfiguration T106-300-1. Der Grund dafür ist die breitere Störung der Profilumströmung wegen der divergenten Ausblasestrahlen. Infolge des Laid-Backs und damit eines niedrigeren effektiven Ausblasewinkels sind die Verluste der Konfiguration T106-300-4 geringer als für den Fall mit ausschließlich lateraler Divergenz. Der plötzliche Anstieg der Verluste des Gitters T106-300-4 bei $M=2.0$ auf nahezu den gleichen Wert des Gitters T106-300-3 deutet auf eine Strahlablösung am Laid-Back-Scheitelpunkt im Inneren der Bohrung hin. Daraus resultiert ein Strahl ausblasewinkel ähnlich der Konfiguration T106-300-3 mit daraus folgend höheren Verlusten.

Die Konfiguration T106-300-5 nimmt innerhalb der konturierten Bohrungen hinsichtlich der Verlustentwicklung eine gewisse Sonderstellung ein. Bis zu einer Ausblaserate von $M<0.9$ ist der laterale Impuls der Ausblasestrahlen sehr gering, so daß deren Umlenkung in Hauptströmungsrichtung nur geringe Verluste erzeugt. Mit weiter ansteigender Ausblaserate können die Ausblasestrahlen nach deren Austritt aus der Bohrung nicht sofort in Hauptströmungsrichtung umgelenkt werden, sondern aufgrund der lateralen Strömungskomponente tragen sie zu einer weiteren Verlustproduktion bei. Die laterale Strömungskomponente der Ausblasestrahlen wird von den Ölanstrichbildern der Abb. 4.75 bestätigt. Für das Gitter T106-300-5 ist die Verlust mindernde Strömungskomponente in Hauptströmungsrichtung wesentlich geringer als für alle Bohrungen ohne laterale Anstellung und dies führt dazu, daß das für alle symmetrischen Bohrungskonfigurationen beobachtete Minimum der Verluste bei $M=1.2$ bei lateraler Bohrungsanstellung ausbleibt.

Bemerkenswert ist die entscheidende Rolle der Verluste in der Bohrung bei der Festlegung einer optimalen Konfiguration. In den Verlustbeiwerten ω_{ex} und ξ_{ex} ohne Berücksichtigung der Bohrungsverluste erscheint für mittlere und hohe Ausblaseraten die Konfiguration T106-300-1 gegenüber den anderen untersuchten Fällen überlegen. Anders als für ω_{ex} und ξ_{ex} zeigt jedoch bei Berücksichtigung der Bohrungsverluste die Konfiguration T106-300-4 weitestgehend niedrigste Verlustbeiwerte (ω_{th} und ξ_{th}) in beinahe dem gesamten Ausblasebereich. Für die Konfiguration T106-300-1 steigen die Bohrungsverluste stetig mit wachsendem M , so daß für $M > 1.5$ der Kinetische-Energieverlustbeiwert ξ_{th} des Gitters T106-300-1 über dem des Gitters T106-300-4 liegt. Der Grund ist die zunehmende Ausweitung der Ablösezone in der Bohrung und des daraus resultierenden Jetting-Effekts. Aufgrund des Laid-Backs ist der Jetting-Effekt im Fall T106-300-4 weniger ausgeprägt und steigt nicht mit der Ausblaserate an.

Zur Beurteilung einer optimalen Filmkühlungskonfiguration ist neben dem Vergleich der aerodynamischen Verlustentwicklung auch eine Betrachtung der Strömungsrotation erforderlich. Mit Hilfe der Rotation ist es möglich festzustellen, ob der unerwünschte Transport von Heißgas aus der Hauptströmung zur Profilwand stellenweise durch die Wirbelbildung begünstigt wird. Aus den vorhergehenden Überlegungen zur Verlustentwicklung zeigt sich ein deutlicher Vorteil von konturierten Bohrungen gegenüber rein zylindrischen Bohrungskonfigurationen. Aus diesem Grund werden im folgenden lediglich die Ergebnisse der Rotationsuntersuchungen für die Gitter T106-300-4 und T106-300-5 gegenübergestellt. Für die Konfiguration T106-300-3 existieren keine dreidimensionalen Strömungsfelduntersuchungen. Wegen der starken Abschwächung der Rotationsintensitäten bei $s_H^*/d_H = 10$ (siehe vorhergehende Unter-
kapitel) werden nachfolgend nur die Ergebnisse des Bohrungsnahfelds dargestellt.

In Abb. 4.96 ist die Strömungsrotation in Hauptströmungsrichtung der Gitter T106-300-4 und T106-300-5 dargestellt. Ein Vergleich für $s_H^*/d_H = 1$ zeigt die Problematik der lateral angestellten Bohrungen hinsichtlich der Strömungsrotation. Der linke Ast der Ω_6 -Struktur wird, wie bereits beschrieben, durch die laterale Anstellung der Bohrung beim Gitter T106-300-5 stark angefacht. Dabei besteht die Gefahr, daß aufgrund der schwachen Intensität des rechten Nierenwirbels bei $z_H/d_H \approx 0$ Heißgas zur Oberfläche hin geführt wird. Dieses vermindert bei Ausblasung aus einer divergenten, lateral angestellten Bohrung die Wirkung der Filmkühlung im Bereich $z_H/d_H \approx 0$ beträchtlich.

Demgegenüber weist die Konfiguration T106-300-4 bei $s_H^*/d_H = 1$ geringe Vorteile in der Rotationsentwicklung auf. Der linke Ast des Ω_6 -Wirbels ist deutlich schwächer. Ein Transport von Heißgas aus der darüber liegenden Strömung zur Oberfläche hin wird bei $z_H/d_H \approx 0$ durch den über der Schaufel befindlichen Nierenwirbel erschwert. Der Nierenwirbel weist eine Rotationsintensität etwa in der gleichen Größenordnung der Ω_6 -Struktur auf.

Die Konfiguration T106-300-4 ist jedoch bei $s_H^*/d_H=1$ auch nicht frei von problematischen Rotationszonen. Der Hufeisenwirbel unterstützt mit dem benachbarten Ast des Nierenwirbels in deren Trennbereich (etwa bei $|z_H/d_H| \approx 1.9$ und $\eta/d_H \approx 0.4$) die Strömung von Heißgas zur Profiloberfläche. Allerdings wirkt der jeweilige Ast des Ω_6 -Wirbelpaars im betrachteten Halbraum dieser Bewegung entgegen, wie dies bei $z_H/d_H \approx -1.6$ und $\eta/d_H \approx 0.4$ zu erkennen ist.

4.7.2 Gegenüberstellung der Wärmetransferuntersuchungen

In Abb. 4.97 ist in den jeweils unteren Diagrammabschnitten eine Gegenüberstellung des lateral gemittelten Wärmetransferkoeffizienten α_M über der Profillaufänge s_H/d_H für die Ausblaserraten $M=1$ und $M=2$ enthalten. Im oberen Diagrammabschnitt ist der mittlere Wärmetransferkoeffizient bezogen auf den Wert der glatten Schaufel ohne Bohrungen dargestellt. Zusätzlich zeigt die Abb. 4.97 als Referenzfall auch den absoluten Wärmetransferkoeffizienten der glatten Schaufel ohne Bohrungen. Beim Vergleich der Werte mit Ausblasung gegenüber dem Referenzfall muß berücksichtigt werden, daß das glatte Turbinengitter T106-300 ohne Ausblasung im Auslegungsfall ($Re_{2th}=500000$) eine laminare Grenzschicht bis etwa $x/l=0.7$ aufweist. Der Übergang zur turbulenten Grenzschicht erfolgt für das glatte Profil bei $Ma_{2th}=0.59$ und $Re_{2th}=500000$ über eine laminare Ablöseblase, während die Ausblasung durch Bohrungen zu einem erzwungenen Grenzschichtumschlag an der Ausblaseposition bei $x/l=0.4$ führt.

Aufgrund der Tatsache, daß sich der Einfluß der Ausblasung auf einen Bereich von ca. zwanzig Bohrungsdurchmessern stromab der Bohrung beschränkt, wird in der Abb. 4.97 der dargestellte Bereich daraufhin eingeschränkt. Weiter stromab von $s_H/d_H > 20$ stellt sich der Wärmetransferkoeffizient für $M > 0$ bei allen Ausblasegeometrien auf $\alpha_M \approx 135 W/(m^2 K)$ ein und liegt damit, aufgrund des Grenzschichtumschlags deutlich über dem des Referenzfalls ohne Ausblasung. Das Gitter T106-300 weist im Bereich der Ausblasebohrungen seine maximale Profilgeschwindigkeit auf. Dies ist der Grund für die erhöhten Werte von α im Bereich $0 \leq s_H/d_H \leq 5$ für den Referenzfall der glatten Schaufel. Der Einfluß der Ausblasung auf α_M aufgrund der erhöhten Profilströmungsgeschwindigkeit, der ansteigenden Turbulenz und der Förderung des Fluidaustauschs durch Querströmungsanteile (Rotation) wird in Abb. 4.97 deutlich. Dabei dürfen die einzelnen Einwirkungen nicht getrennt voneinander betrachtet werden. Dies wird beispielsweise beim Vergleich der Geometrien T106-300-1 und T106-300-2 klar. Beim steileren Ausblasewinkel der Konfiguration T106-300-2 löst sich insbesondere bei $M=2.0$ der Strahl von der Profiloberfläche. Im Gegensatz dazu bleibt der Strahl für 30° Ausblasewinkel an der Profiloberfläche. Letzteres bedingt eine Erhöhung des Wärmetransferkoeffizienten, die den Einfluß der erhöhten Profilgeschwindigkeit im Ausblasebe-

reich des Gitters T106-300-2 aufwiegt. Das geschilderte Phänomen lässt sich auch beim Vergleich der Konfigurationen T106-300-3 und T106-300-4 für $M=1.0$ nachvollziehen.

Im vorhergehenden Unterkapitel wurde die Wirkung der lateralen Bohrungsanstellung auf die Rotation und die daraus resultierende Querströmung erläutert. Der angefachte Wärmeübergang, resultierend aus dem erhöhten Fluidaustausch aufgrund der stärkeren Strömungsrotation, wird durch einen Vergleich von α_M für die Turbinengitter T106-300-4 und T106-300-5 klar. Der Bereich erhöhter Rotation erstreckt sich bis etwa $s_H^*/d_H \approx 5$ (bzw. $s_H/d_H \approx 7.7$ unter Berücksichtigung der Koordinatenverschiebung) und lässt sich daran erkennen, daß der gemittelte Wärmeübergang der Konfiguration T106-300-5 bis $s_H/d_H \approx 7.7$ über dem des Gitters T106-300-4 liegt.

Um eine Aussage über die Reduktion der thermischen Belastung einer filmgekühlten Turbinenschaufel unter Berücksichtigung des veränderten Wärmeübergangskoeffizienten einerseits und der Absenkung der wandnahen Gasttemperatur andererseits treffen zu können, wurde der Faktor NHFR (*net heat flux reduction*) von Sen, et. al. [93] eingeführt:

$$NHFR = 1 - \frac{\dot{q}}{\dot{q}_{o,B}} \quad (4.1)$$

Die Reduktion der Schaufelbelastung lässt sich nach Gritsch [42] umformen zu:

$$NHFR = 1 - \frac{\alpha}{\alpha_{o,B}} (1 - \eta \Theta) \quad (4.2)$$

Der Faktor Θ ist dabei ein dimensionsloses Temperaturverhältnis der Form:

$$\Theta = \frac{T_\infty - T_c}{T_\infty - T_w} \quad (4.3)$$

Zur Beurteilung von NHFR für das Turbinengitter T106-300 wurde in Abb. 4.97 der relative Zuwachs des Wärmeübergangskoeffizienten $\alpha_M/\alpha_{M,o,B}$ für alle untersuchten Konfigurationen aufgetragen. Unter der Annahme eines für Gasturbinen typischen Werts von $\Theta=[1,5...2,0]$ (siehe Gritsch [42]) und mit Werten von $\alpha_M/\alpha_{M,o,B} \approx 2,2$ aus Abb. 4.97 für das Bohrungsfeld sind somit Filmkühleffektivitäten von $\eta=[0,27...0,36]$ zur Reduktion der thermischen Belastung der Schaufel notwendig. Für das Bohrungsnahfeld ist wegen des deutlich höheren Wärmeübergangskoeffizienten sogar eine weitere Steigerung der mittleren Filmkühleffektivität zur Senkung der thermischen Schaufelbelastung notwendig. Insbesondere bei hohen Ausblasraten schneidet in Bohrungsnähe die zylindrische Bohrungskonfiguration T106-300-2 im Vergleich zu den konturierten Bohrungen schlechter ab, da die Filmkühleffektivität von zylin-

drischen Bohrungen unter der von divergenten Geometrien liegt (Gritsch [42], Vogel [101]), während der Wärmeübergangskoeffizient im Bohrungsbereich deutlich ansteigt.

Die obige Abschätzung verdeutlicht die Problematik der Filmkühlung bei Turbinengittern mit Ausblasung in eine laminare Grenzschicht, wie sie auch beim Gitter T106-300 im gegebenen Fall auftritt. Durch die Ausblasung kommt es zum laminar-turbulenten Grenzschichtumschlag und einem stark angehobenen Wärmeübergangskoeffizienten stromab der Bohrungen. Dadurch besteht die Gefahr, daß bei zu geringen Filmkühleffektivitäten trotz der Filmkühlungsausblasung keine Reduktion der thermischen Schaufelbelastung erreicht wird, sondern die Wärmebelastung der Schaufel durch die Filmkühlung sogar ansteigen kann.

Die Abb. 4.98 enthält die Auftragung des Homogenitätsfaktors für $M=1$ und $M=2$ für alle untersuchten Bohrungskonfigurationen. Definitionsgemäß beträgt der beim Referenzfall des glatten Gitters ohne Ausblasung über der gesamten Lauflänge 100%, so daß auf dessen Darstellung in der Abb. 4.98 verzichtet wurde.

Der Homogenitätsfaktor erreicht Werte von etwa 100% einerseits bei optimaler lateraler Ausbreitung des Kühlfilms oder andererseits bei vollständiger Auflösung der Ausblasestrahlen. Wegen der beiden genannten Entstehungsmöglichkeiten von hohen Homogenitätsfaktoren muß die Interpretation von n_{RMS} im Zusammenspiel mit den restlichen Ergebnissen erfolgen.

Bei der Ausblasung aus zylindrischen Bohrungen mit 50° Axialwinkel (T106-300-2) wird der Ausblasestrahl stromab der Bohrung schnell abgebaut. Dies führt zu hohen Werten von n_{RMS} ab etwa $s_H/d_H > 8$. Aufgrund des weitgehend abgelösten Strahls erreicht der Homogenitätsfaktor selbst im Bohrungsnahfeld Werte über 95%. Dagegen bleibt der Strahl bei 30° Axialwinkel (T106-300-1) bedeutend länger bestehen. Der an der Profiloberfläche anliegende Strahl im Bohrungsnahbereich erhöht den Wärmeübergangskoeffizienten wesentlich mehr im Strahlkern als in der Verlängerung des Bohrungzwischenraums. Dies ergibt bis zehn Bohrungsdurchmesser stromab der Ausblasestelle deutlich niedrigere Werte von n_{RMS} . Die niedrigsten Homogenitätsfaktoren im Bohrungsnahbereich weist die Konfiguration T106-300-3 auf. Hier muß jedoch nochmals die Definition von n_{RMS} betrachtet werden (siehe Kap. 3):

$$n_{RMS} = \left(1 - \frac{\alpha_{RMS}(s_H / d_H)}{\alpha_M(s_H / d_H)} \right) * 100\%$$

Das heißt, hohe Werte von α_M führen bei gleicher absoluter Abweichung α_{RMS} zu mißverständlich hohen Homogenitätsfaktoren. Im Fall des Gitters T106-300-3 liegt die absolute Schwankung α_{RMS} des Wärmeübergangskoeffizienten unter den Werten der zylindrischen Bohrungen, aber das Niveau des mittleren Wärmeübergangskoeffizienten α_M für die Fan-Shape-Konfiguration ist wesentlich niedriger als das der zylindrischen Ausblasekonfigurationen.

Fan-Shape-Bohrungsgeometrien mit Laid-Back insbesondere bei lateral angestellter Ausblasung begünstigen die gleichmäßige Verteilung des Ausblasestrahls auf der Profiloberfläche. Niedrige Turbulenz im Strahlkern ergibt gemäßigte Wärmeübergangskoeffizienten im Bohrungsnachlauf. Trotz des anliegenden Ausblasestrahls lassen die Konfigurationen T106-300-4 und T106-300-5 die höchste thermische Homogenität erkennen.

Zur Abschätzung einer optimalen Bohrungsgeometrie hinsichtlich des Wärmeübergangskoeffizienten und des Homogenitätsfaktors bei verschiedenen Ausblasraten und an verschiedenen Positionen stromab der Bohrungen dient die [Abb. 4.99](#). Darin drückt sich erneut die Überlegenheit der konturierten Bohrungen mit lateraler Divergenz und abgesenkter Bohrungshinterkante aus. Für alle untersuchten Ausblasraten weisen die Konfigurationen T106-300-4 und T106-300-5 niedrige Wärmeübergangskoeffizienten in einem weiten Bereich stromab der Bohrungen auf und kombinieren diese mit einer homogener Verteilung der Ausblasestrahlen über der bespülten Oberfläche. Ein Vergleich der Gitter T106-300-4 und T106-300-5 zeigt, daß mit Hilfe von lateraler Ausblasung mit dem Preis von geringfügig erhöhten Wärmetübergängen im Bohrungsnahbereich bei hohen Ausblasraten die Ausbreitung des Ausblasestrahls über dem Profil verbessert werden kann.

5 Numerische Untersuchungen der Filmkühlungsausblasung

5.1 Zielsetzung und Einsatz der dreidimensionalen Navier-Stokes-Rechnungen

Bei der Auslegung von Turbomaschinenbeschaufelungen werden zur Unterstützung der experimentellen Verfahren zunehmend CFD-Rechnungen hinzugezogen. Die Berechnung der Strömung im Mischungsgebiet von filmgekühlten Turbinenschaufeln stellt sehr hohe Anforderungen an die Rechenverfahren, da die Strömung in diesem Bereich, wie bereits die Experimente zeigten, stark dreidimensionale Effekte mit hoher Turbulenz aufweist. Herkömmliche Grenzschichtrechenverfahren versagen meist bei der Berechnung an der Stelle der Ausblasung, wenn diese mit konturnormalen Impulsanteilen (siehe Sturm [96] und Wilfert [105]) behaftet ist. Aus diesem Grund kommen in der vorliegenden Arbeit für die numerische Simulation der Filmkühlung dreidimensionale Navier-Stokes-Verfahren zum Einsatz. Die Ziele der numerischen Simulation im Rahmen dieser Untersuchung gliedern sich in:

- Validierung vorhandener 3D-Navier-Stokes-Rechenverfahren
- Analyse von Strömungsgebieten, die von den Messungen nicht erfaßt werden können anhand der Ergebnisse aus den CFD-Untersuchungen

In der aktuellen Untersuchung wurden zwei verschiedene Strömungslöser, TRACE-S und FINE/Turbo, eingesetzt, die sich unter anderem in den zugrunde liegenden Turbulenzmodellen unterscheiden. Zudem wurden die Rechnungen auf unterschiedlichen Netztopologien auf-

gesetzt, um einen eventuellen Einfluß der Vernetzung herauszuarbeiten. Durch die beiden unterschiedlichen Ansätze in den Rechenverfahren ergänzen sich die Ergebnisse sehr gut, so daß vertiefte Einblicke in die Filmkühlungsproblematik möglich sind.

5.2 Dreidimensionale Strömungsfelduntersuchungen mit TRACE-S und FINE/Turbo

5.2.1 Beschreibung des Strömungslösers TRACE-S und der verwendeten Netztopologie

Der 3D-Navier-Stokes-Strömungslöser *TRACE-S* wurde am Institut für Antriebstechnik des DLR in Köln entwickelt (Vogel [100]). *TRACE-S* ist ein Bestandteil des numerischen CFD-Programmpakets *TRACE* und ist für die stationäre Untersuchung von Turbomaschinenströmungen ausgelegt. *TRACE-S* wurde im Bereich der Turbomaschinen validiert (Vogel [100], Wilfert [105]) und ist neben der numerischen Untersuchung von allgemeinen Beschaffungsgeometrien in der Lage, Probleme der Filmkühlung genauer darzulegen.

Das CFD-Programm des DLR enthält einen Strömungslöser, der für strukturierte zwei- und dreidimensionale Multi-Blocknetze entwickelt wurde. Bei der Lösung der Reynolds-gemittelten Navier-Stokes-Gleichungen in kartesischen oder zylindrischen Koordinaten in einem Finite-Volumen-Verfahren mit Zentraldifferenzen-Approximation 2. Ordnung wird eine künstliche Dämpfung nach Jameson angewendet. Die Turbulenz wird mit Hilfe von Ein- und Zweigleichungsmodellen beschrieben. Zur Berechnung von Filmkühlungsvorgängen hat sich das $k-\omega$ -Modell am besten bewährt.

Im Falle der vorliegenden Filmkühlungsuntersuchungen wird neben einem Ausschnitt der Schaufelpassage auch ein Teilbereich der Strömung im Schaufelinnenraum modelliert. Die Berücksichtigung eines Ausschnitts des Schaufelhohlraums in den CFD-Untersuchungen ist besonders wichtig, da die Einströmbedingungen aus dem Plenum in den Bohrungskanal von entscheidender Bedeutung für die folgende Ausprägung des Filmkühlungsstrahls ist. Zur Festlegung der S1-Begrenzungsfläche in der Schaufelpassage wurde in zweidimensionalen numerischen Voruntersuchungen eine Stromlinie in der Schaufelpassage ermittelt, die anschließend zu einer begrenzenden S1-Fläche in der 3D-Rechnung erweitert wird. Als Zuströmrandbedingung wird ein Strömungsprofil am Eintritt in der Schaufelpassage vorgegeben, das ebenfalls aus den 2D-Voruntersuchungen bekannt ist. Mit Hilfe von verschiedenen Randbedingungen können anschließend die einzelnen Netzränder an die Erfordernisse der Periodizität, der Symmetrie und Reibungsfreiheit der Strömung angepaßt werden. Zur besseren Auflösung lokaler Strömungsgebiete wurde im Plenum, im Bohrungskanal, im Bohrungsnahfeld und in der Grenzschicht das Netz wesentlich verdichtet. Die komplexe Bohrungsgeometrie der konturierten Bohrungen machte des weiteren eine Multi-Blockvernetzung notwendig. Durch die symmetrische Bohrungsgeometrie der Konfigurationen T106-300-2 bis T106-300-4

konnte das Rechengebiet auf eine halbe Bohrungsteilung beschränkt werden. Für die lateral angestellte Bohrung des Gitters T106-300-5 hingegen ist die Berechnung einer ganzen Bohrungsteilung erforderlich. Einen Überblick über die wichtigsten Netzdaten liefert die folgende Zusammenfassung:

Konfiguration	T106-300-2	T106-300-3	T106-300-4	T106-300-5
Blockanzahl	10	16	24	20
Gesamtanzahl der Netzpunkte	$565.0 \cdot 10^3$	$680.0 \cdot 10^3$	$1171.3 \cdot 10^3$	$1114.0 \cdot 10^3$

Die Abb. 5.1 bis Abb. 5.4 enthalten Ansichten der Rechennetze für die Strömungssimulation mit TRACE-S. Zur Verdeutlichung der gewählten Netztopologie werden in Abb. 5.4 zwei Bohrungsteilungen dargestellt. Die CFD-Simulationen der Konfigurationen T106-300-3 und T106-300-5 wurden am Institut für Antriebstechnik des DLR Köln durchgeführt, während die Gitter T106-300-2 und T106-300-4 am Institut für Strahltriebwerke der Universität der Bundeswehr numerisch untersucht wurden.

5.2.2 Beschreibung des Strömungslösers FINE/Turbo und der verwendeten Netztopologie

Zusätzlich zu den numerischen Analysen mit TRACE-S wurden auch dreidimensionale CFD-Untersuchungen mit dem Programm paket FINE/Turbo der Firma Numeca durchgeführt. Aufgrund unterschiedlicher Konzepte in der Vernetzung des Rechengebiets ist eine direkte Ge genüberstellung der Ergebnisse mit den TRACE-S Resultaten nur mit Hilfe von Interpolationen auf ein gemeinsames Datennetz möglich. Aus diesem Grunde dienen die Ergebnisse von FINE/Turbo vielmehr als Ergänzung zu TRACE-S.

Der Strömungslöser von FINE/Turbo (siehe NUMECA [82]) ist in der Lage zusätzlich zu der Lösung der Reynolds-gemittelten Navier-Stokes-Gleichungen auch lokale Stoffkonzentrationen beim Einsatz von *Multispecies* zu errechnen. Multispecies-Untersuchungen sind CFD-Rechnungen mit unterschiedlichen Gasen oder Gasen mit virtuellen Fremdpartikeln. Basierend auf diesem Aspekt ist es möglich, die Ausblaseluft mit virtuellen, tatsächlich nicht vorhandenen Partikeln zu versetzen, so daß im Bohrungsbereich und nach der Mischung der Kühlluft mit der Hauptströmung die lokale Konzentration der virtuellen Partikel bestimmt werden kann. Es bleibt jedoch festzuhalten, daß sich trotz des Zusatzes von virtuellen Partikeln in die Kühlluft keine Änderung der Stoffeigenschaften ergeben. Definitionsgemäß liegt die virtuelle Partikelkonzentration im Plenum vor der Ausblasung bei 100% und verringert sich aufgrund der Mischung mit der Hauptströmung nach der Ausblasung. Die Bestimmung der virtuellen Partikelkonzentration erlaubt eine einfachere Interpretation der aerodynamischen Mischungssphänomene.

Im Strömungslöser FINE/Turbo werden die Erhaltungsgleichungen durch eine Finite-Volumen-Formulierung approximiert und mit einem expliziten Runge-Kutta-Zeitschrittverfahren gelöst. Dabei erfolgt die räumliche Diskretisierung über zentrale Differenzen. Numerische Instabilitäten werden durch eine künstliche eigenwertskalierte Dämpfung vermieden. Zur Beschleunigung der Konvergenz verfügt das Programm über implizite Residuenglättung. Die Modellierung der Strömung wird durch Multi-Block- und Multi-Grid-Netze unterstützt. In FINE/Turbo findet das algebraische Baldwin-Lomax-Modell zur Beschreibung der Turbulenz Verwendung.

Das Rechengebiet der Strömungssimulation mit FINE/Turbo umfaßt eine gesamte Schaufelteilung mit von der Profilvorder- und Hinterkante ausreichend entfernten Zu- und Abströmändern. Ähnlich wie bei den CFD-Untersuchungen mit TRACE-S wurde lediglich ein Teil des Plenums in die Strömungslösung aufgenommen. Für die symmetrischen Bohrungskonfigurationen wurde ausschließlich eine halbe Bohrungsteilung numerisch untersucht, während für die lateral angestellte Bohrung des Gitters T106-300-5 die Strömungsmodellierung einer ganzen Bohrungsteilung erforderlich war. Die [Abb. 5.5a](#) zeigt einen Querschnitt durch das verwendete Rechennetz, das bis auf den Bohrungsbereich für alle Konfigurationen identisch ist. Beispielhaft zur Darstellung der Vernetzung des Kühlkanals zeigen die [Abb. 5.5b](#) und [Abb. 5.5c](#) die Netzebene auf der Profiloberfläche im Bohrungsbereich. Die wichtigsten Daten der CFD-Netze von FINE/Turbo lassen sich wie folgt zusammenfassen:

Konfiguration	T106-300-2	T106-300-3	T106-300-4	T106-300-5
Blockanzahl	16	15	15	14
Gesamtanzahl der Netzpunkte	$722.0 \cdot 10^3$	$832.0 \cdot 10^3$	$832.3 \cdot 10^3$	$1164.0 \cdot 10^3$

5.2.3 Validierung der Strömungslöser TRACE-S und FINE/Turbo

Vor einem Einsatz der Strömungslöser TRACE-S und FINE/Turbo bei der Untersuchung des dreidimensionalen Strömungsfeldes im Mischungsbereich ist eine Überprüfung der Einsatztauglichkeit der CFD-Codes notwendig. Im folgenden wird daher eine Validierung der beiden Rechenprogramme durchgeführt und ausgewählte Meßresultate mit Rechenergebnissen verglichen.

Detaillierte CFD-Untersuchungen von Mischungsvorgängen bei filmgekühlten Turbinenschaufeln erfordern eine genaue Modellierung der Profilumströmung. [Abb. 5.6](#) stellt daher Meßergebnisse des Profildruckbeiwerts den Werten von numerischen Untersuchungen mit FINE/Turbo gegenüber. In [Abb. 5.6a](#) ist exemplarisch der Verlauf von c_{p2h} im Mittelschnitt über der gesamten Profilsehne des Turbinengitters T106-300-2 enthalten. Die besonders gute

Übereinstimmung von Rechnung und Messung wird dabei deutlich. Lediglich im Bereich der Hinterkante sind geringe Unterschiede zu erkennen, die jedoch für die betrachtete CFD-Analyse des Mischungsbereichs stromauf von untergeordneter Bedeutung sind. Abb. 5.6b zeigt die Detailvergrößerungen des Profildruckbeiwert-Verlaufs in Verlängerung der Bohrungsmittellinie. Ebenso wie in der globalen Darstellung von c_{p2th} , deuten die guten Übereinstimmungen im Mischungsbereich daraufhin, daß die CFD-Untersuchungen mit FINE/Turbo zur detaillierten Betrachtung des Strömungsfelds im Mischungsbereich geeignet sind. Nennenswerte Abweichungen zwischen den Rechnungen und Messungen weist lediglich die Konfiguration T106-300-5 im Aufstaubereich vor dem Ausblasestrahl auf. Hierbei ist jedoch zu berücksichtigen, daß aufgrund des größeren Rechengebiets die Netzauflösung gegenüber den symmetrischen Bohrungskonfigurationen größer ist. Geringfügige Schwankungen im ansonsten stetigen Verlauf von c_{p2th} stromauf der Ausblasung sind auf die Blockgrenzen in diesem Bereich und unterschiedliche Netzverdichtung an den Blockrändern zurückzuführen. Insgesamt fällt auf, daß für die konturierten Bohrungsgeometrien die Übergeschwindigkeiten stromab der Bohrung niedriger liegen als in den Messungen.

Mit FINE/Turbo wurden keine Simulationen an der glatten Schaufel ohne Bohrungen durchgeführt. Deswegen ist ein Vergleich mit dem Differenz-Profildruckbeiwert aus Kap. 4 nicht möglich. Abb. 5.7 zeigt infolgedessen die Verteilung des tatsächlichen Profildruckbeiwerts im Mischungsbereich auf der Profiloberfläche. Die Rechnungen geben auch in diesem Fall das Strömungsgeschehen im Bohrungsnahbereich sehr gut wieder. Analog zu den Messungen und Ölanstrichbildern ist auch in den numerischen Ergebnissen des Gitters T106-300-2 die Doppelspitze stromab der Bohrungen im Rezirkulationsbereich deutlich sichtbar. Der Aufstau der Hauptströmung vor den Ausblasestrahlen wird von den Rechnungen ebenfalls für alle Konfigurationen gut aufgelöst. Vergleichbar zu den Messungen weisen die Konfigurationen T106-300-2, T106-300-3, T106-300-4 und T106-300-5 in der genannten Reihenfolge eine abnehmende Aufstauwirkung vor den Ausblasestrahlen auf. Die Rechnungen mit FINE/Turbo zeigen ebenso wie die Messungen in der stromabliegenden Ecke der Bohrung beim Gitter T106-300-5 maximale c_{p2th} -Werte. Beim Vergleich der Profildruckergebnisse der Konfigurationen T106-300-3 und T106-300-4 in Kap. 4 wurde der Grund für höhere c_{p2th} -Werte am Gitter T106-300-3 in unmittelbarer Bohrungsnähe erklärt. Diese höheren c_{p2th} -Werte konnten jedoch von der Messung aufgrund eingeschränkter Instrumentierung nicht nachvollzogen werden. Die im Kap. 4 genannte Vermutung eines tiefer eindringenden Strahls bei der Konfiguration T106-300-3 im Vergleich zum Gitter T106-300-4 wird nun von den Ergebnissen der FINE/Turbo-Untersuchungen untermauert, denn etwa einen halben Bohrungsdurchmesser hinter der Bohrungshinterkante weist das Gitter T106-300-3 eine etwas höhere Strömungsschleunigung auf als die Konfiguration T106-300-4.

Aufgrund des von FINE/Turbo abweichenden Konzepts ist in der Strömungssimulation mit TRACE-S, die sich ausschließlich auf einen Ausschnitt der Schaufelpassage beschränkt, eine Validierung des Codes anhand des Profildruckverlaufs im Mittelschnitt nicht sinnvoll, denn der Profildruckverlauf wird stark von der Vorgabe des Drucks an der Grenze des Rechengebiets beeinflußt. Zur Validierung werden deswegen die Oberflächenverläufe des Differenz-Profildruckbeiwerts herangezogen und mit Messungen verglichen. Die Darstellungen der CFD-Ergebnisse von TRACE-S in Abb. 5.8 bis Abb. 5.11 enthalten zusätzlich die Wandstromlinien, die eine Gegenüberstellung mit den Ölanstrichbildern aus Kap. 4 ermöglichen. Der Vergleich der TRACE-S-Ergebnisse mit den Meßergebnissen zeigt eine sehr gute Übereinstimmung. Ähnlich den Rechnungen mit FINE/Turbo und den Messungen bei der Konfiguration T106-300-2 wird der lateral „gekrümmte“ Aufstau der Hauptströmung vor dem Ausblasestrahl und die anschließende Beschleunigung von TRACE-S gut wiedergegeben. Analog zu FINE/Turbo wird auch bei TRACE-S die Rezirkulation hinter dem Filmkühlungsstrahl anhand der Doppel spitze deutlich. Bemerkenswert ist die Tatsache, daß je nach Bohrungsform die Über- bzw. Untergeschwindigkeiten im Mischungsbereich von TRACE-S zu hoch oder zu niedrig berechnet werden. So ist zum Beispiel die Beschleunigung der Strömung in der Rechnung beim Gitter T106-300-2 höher als in den Messungen, wogegen bei der Konfiguration T106-300-3 die maximale Geschwindigkeit von TRACE-S niedriger als bei den Experimenten bestimmt wird. Außerdem fällt folgendes auf: Während sich in den Messungen der Ausblasemassenstrom in der stromab liegenden Bohrungsecke des Gitters T106-300-5 konzentriert und in diesem Bereich hohe Hauptströmungsgeschwindigkeiten hervorruft, zeigt die TRACE-S-Rechnung an der gleichen Stelle nicht ganz so hohe Übergeschwindigkeiten.

Betrachtet man den Verlauf der Wandstromlinien in den Ergebnissen von TRACE-S und prüft diese anhand der Ölanstrichbilder aus Kap. 4, so zeigt sich die sehr gute Übereinstimmung zwischen Rechnung und Messung. Entsprechend den Experimenten ist ein Aufstau, begleitet von einer Strömungsablösung, vor den zylindrischen Ausblasestrahlen der Konfiguration T106-300-2 in den numerischen Ergebnissen zu sehen. Dieser Aufstaubereich nimmt bei der Konfiguration T106-300-3 ab, was von den Experimenten bestätigt wird. Die in Kap. 4 geäußerte Hypothese einer vorwiegenden Ausblasung im Laid-Back-Bereich des Gitters T106-300-4 für kleine Ausblasraten wird von den Rechnungen bestätigt. Die Stromlinien entfernen sich erst im stromabliegenden Halbraum von den Bohrungen. Der Ausblasestrahl entfaltet also erst in diesem Bereich seine Verdrängungswirkung. Analog zu den Experimenten ist in den Ergebnissen von TRACE-S an den Gittern T106-300-4 und T106-300-5 keine Ausbildung eines Hufeisenwirbels vor den Bohrungen anhand der Stromlinien zu erkennen.

Im folgenden Abschnitt werden die mit TRACE-S berechneten Rotationsverteilungen im Mischungsbereich der Turbinengitter T106-300-2 bis T106-300-5 näher betrachtet. In den

Abb. 5.12 und Abb. 5.13 ist der Verlauf der Rotation in Strömungsrichtung in Profilnormal schnitten bei $s_H^*/d_H=1$ für die Ausblaserate $M=1.0$ dargestellt. Wegen der unterschiedlichen Wirbelintensitäten wurde für jeden betrachteten Schnitt der Wertebereich entsprechend angepaßt. Da bereits bei $s_H^*/d_H=5$ die Wirbelintensitäten stark vermindert sind, wird auf eine Darstellung der Rechenergebnisse bei $s_H^*/d_H=10$ verzichtet.

Ein erster Vergleich mit den Messungen aus Kap.4 zeigt, daß alle wichtigen Strömungs- und Wirbelphänomene von den CFD-Rechnungen erfaßt werden. Trotzdem sind einige deutliche Abweichungen gegenüber den Messungen zu verzeichnen, auf die im folgenden eingegangen wird. So weisen alle numerischen Ergebnisse von TRACE-S im Bohrungsnahfeld höhere Rotationsintensitäten als die der Experimente auf. Diese Beobachtung gilt insbesondere für die effektiv steileren Ausblasewinkel der Gitter T106-300-2 und T106-300-3. Der Grund dafür liegt in der Tatsache, daß die Kühlluftstrahlen in den Rechnungen eine stärkere Umlenkung zur Profiloberfläche erfahren, so daß höhere Nierenwirbelintensitäten entstehen. Außerdem ist der dissipative Term, das heißt der Wirbelabbau, in den CFD-Rechnungen unterbewertet. Insbesondere für das Gitter T106-300-2 ergeben die Messungen aufgrund des steilen Ausblasewinkels eine frühere Strahlauflösung. Die Experimente zeigen bei $s_H^*/d_H=5$ eine geringere Nierenwirbelrotation als die Ergebnisse der CFD-Untersuchungen. Analog zu den Messungen sind in den numerischen Ergebnissen für die Konfigurationen T106-300-2 und T106-300-3 die beiden Huifeisenwirbeläste, die den Nierenwirbel seitlich umschließen, erkennbar. Bemerkenswert ist jedoch, daß die numerischen Ergebnisse beim Gitter T106-300-2 keine über dem Nierenwirbel liegenden, gegendrehenden Wirbelpaare (Ω_6 -Struktur) zeigen, während sie in den Simulationsergebnissen an den Gittern T106-300-3 und T106-300-4 auftauchen. Die Intensität der Ω_6 -Struktur beim Gitter T106-300-4 ist jedoch im Verhältnis zum Nierenwirbel und auch zu den Meßergebnissen unterbewertet. Die Ω_6 -Struktur hat Einfluß auf die Nierenwirbelentwicklung und stellt neben dem dissipativen Term einen weiteren Grund für die zu hohen Wirbelintensitäten in den Rechnungen dar. Obwohl die Experimente fünf Bohrungsdurchmesser stromab der Bohrung für das Gitter T106-300-4 noch einen schwachen Nierenwirbel und eine darüber liegende Ω_6 -Struktur aufweisen, wird fünf Bohrungsdurchmesser stromab der Bohrung für diesen Fall eine vollständige Strahlauflösung errechnet. Ähnlich wie in der Konfiguration T106-300-2 zeigen die Rechnungen beim Gitter T106-300-5 mit lateraler Ausblasung erneut keinen Ω_6 -Wirbel oberhalb des Nierenwirbels. Zudem wird der Einfluß der zum Filmkühlungsstrahl schräg liegenden Hauptströmung auf die Rotationsentwicklung nur unzureichend modelliert.

Zusammenfassend läßt sich feststellen, daß die Übereinstimmung zwischen den 3D-Strömungsrechnungen und den Experimenten hinsichtlich der Profilumströmung recht hoch ist. Abweichungen ergeben sich jedoch in der Entwicklung der Wirbel im Mischungsbereich.

In der detaillierten Darstellung des Turbulenzgrades im Mischungsbereich (siehe Kap. 4) wurde auf die unterschiedlichen Größenordnungen der Turbulenz entlang der Hauptkoordinaten hingewiesen. Demgegenüber wird in den numerischen Untersuchungen die Turbulenz isotrop modelliert, was offenbar zur Beschreibung der dreidimensionalen Strömungsphänomene im Mischungsbereich unzureichend ist. Trotzdem sind die dreidimensionalen Strömungsrechnungen geeignet, einen tieferen Einblick in die Filmkühlungsphänomene, insbesondere an Orten, in denen keine Messungen möglich sind, zu gewähren. Im nächsten Abschnitt wird versucht, anhand weiterer CFD-Ergebnisse ein besseres Verständnis der Filmkühlung zu erarbeiten.

5.2.4 Vertiefung der Filmkühlungsproblematik anhand weiterer numerischer Ergebnisse

Aufgrund der hohen Übereinstimmung zwischen den numerischen Untersuchungen mit TRACE-S und FINE/Turbo wird in den folgenden Abschnitten eine Auswahl sich ergänzender Ergebnisse dargestellt.

Abb. 5.14 zeigt die Strömungsvektoren im Mittelschnitt der Bohrung des Gitters T106-300-3. Die Umlenkung der Strömung beim Eintritt in die Bohrung ist offensichtlich. Einerseits kommt es an der scharfen Kante zwischen dem Plenum und dem Bohrungskanal (im Bild rechts) zu einer starken Rechtskrümmung der Strömung, die von einer Ablösung im zylindrischen Bohrungsabschnitt begleitet wird. Andererseits erkennt man auch an der stumpfen Kante eine Umlenkung der Strömung nach links (Vergrößerung Mitte links in Abb. 5.14). Die Rechtskrümmung induziert ein Wirbelpaar mit zum Nierenwirbel gleichsinniger Rotationsrichtung. Gleichzeitig führt die schwächere Linkskrümmung zu einem entgegengesetzt drehenden Wirbelpaar mit geringerer Rotationsintensität. Zur Überprüfung der genannten Wirbelbildung aufgrund der Strömungsumlenkung am Bohrungseintritt wird im folgenden die Strömungsrotation im Bohrungskanal untersucht. Abb. 5.15 zeigt beim Gitter T106-300-3 die Lage der Auswertungsschnitte in der Bohrung senkrecht zur Längsachse. Die erläuterten Wirbelstrukturen in der Bohrung können der Abb. 5.16 entnommen werden. Zur Verdeutlichung sind die Querströmungsvektoren in der Abbildung mit der Rotationsintensität farblich hinterlegt. Die Zuordnung der Farbverteilung für den Drehsinn der Wirbel wurde dabei so gewählt, daß diese den 3D-Hitzdrahtmeßebenen in der Außenströmung entspricht. Im Verlauf der Schnitte S1 bis S6 in Strömungsrichtung erkennt man die Veränderung des dominierenden Wirbelpaares, das durch die Umlenkung an der scharfen Bohrungskante hervorgerufen wird. Dieses Wirbelpaar mit der Rotationsrichtung des Nierenwirbels verstärkt dessen Effekt. Zusätzlich zu diesem Wirbelpaar ist ein weiteres, schwächeres zu erkennen. Seine Ursache liegt in der Linkskrümmung, die einem Teil der Filmkühlungsströmung beim Eintritt in den Bohrungskanal widerfährt. Beachtenswert ist die Tatsache, daß die Intensität des am Bohrungs-

eintritt dominierenden Wirbelpaars stark abgebaut wird, während die Intensität des anderen Wirbelpaars weitgehend erhalten bleibt. Dieses zweite Wirbelpaar setzt sich in der Hauptströmung als bereits bekannte Ω_6 -Struktur fort.

Da bei der Untersuchung des Einströmverhaltens in die Bohrung nur ein Ausschnitt des Plenums modelliert wurde, ist die Wahl der Randbedingungen für die Simulationsgrenzen im Plenum von entscheidender Bedeutung. Sollte z. B. ein wesentlich größerer Teil der Kühlluft aus dem stromauf liegenden Plenumsabschnitt in die Bohrung einströmen, so nimmt die Ausprägung der Linkskrümmung zu, während sich gleichzeitig der Anteil der rechtsgekrümmten Strömung verkleinert. Die Folge davon wären veränderte Wirbelintensitäten in der Bohrung zugunsten der Ω_6 -Struktur.

Wegen des engen Zusammenspiels zwischen der Strömung am Bohrungseintritt und der daraus resultierenden Wirbelentwicklung im externen Mischungsbereich werden in den Abb. 5.17a bis Abb. 5.17d die Strömungsfelder im Mittelschnitt der Bohrungen der Gitter T106-300-2 bis T106-300-5 aus Rechnungen mit FINE/Turbo einander gegenübergestellt. Vergleicht man das Geschwindigkeitsniveau der Strömung in der zylindrischen Bohrung mit dem bei konturierten Geometrien, so zeigt sich die Diffusorwirkung bei der expandierenden Bohrungen deutlich. Trotz der divergenten Bohrungsgeometrien der Konfigurationen T106-300-3 und T106-300-4 weisen die CFD-Ergebnisse bereits bei $M=1.0$ einen sichtbaren Jetting-Effekt aufgrund der Strahlablösung an der scharfen Plenumskante auf. Der Jetting-Effekt setzt sich bis an die Profiloberfläche fort, allerdings wird der Bereich hoher Strömungsgeschwindigkeiten durch die divergente Bohrungskontur stark verkleinert. Damit wird ein tiefes Eindringen des Strahls in die Hauptströmung vermieden. Hinsichtlich des Jetting-Effekts weist die Bohrung mit Laid-Back eindeutige Vorteile auf. Die Bohrungsdivergenz in Strömungsrichtung der Konfigurationen T106-300-4 und T106-300-5 vermindern den Düseneffekt und die Geschwindigkeit der Kühlluft ist im gesamten Austrittsbereich recht niedrig. Die Detailvergrößerung der Strömungsvektoren im Austrittsbereich der Bohrungen der Gitters T106-300-4 und T106-300-5 (Abb. 5.17c und Abb. 5.17d rechts oben) legt jedoch den Schluß nahe, daß Hauptströmungsfluid in die Bohrungen eintritt. Sollte dies der Fall sein, so muß die Einströmung von Heißgas auf jeden Fall wegen der Gefahr der Schaufelbeschädigung vermieden werden.

Durch die Beschränkung der Messungen auf Analysen mit Gleichtemperaturausblasung war die Bestimmung der Filmkühleffektivität nicht für die experimentellen Untersuchungen vorgesehen. Trotzdem vermitteln die Multispecies-Rechnungen mit FINE/Turbo einen Eindruck über die Kühlluftverteilung entlang der Profiloberfläche im Mischungsbereich. Wegen der hohen Rechenintensivität der Multispecies-Rechnungen – neben den Navier-Stokes-Gleichungen ist auch eine Lösung der Konzentrationsgleichungen erforderlich – wurden die

Multispecies-Untersuchungen nur auf vergröberten Netzen durchgeführt. Dadurch ergeben sich an den Blockgrenzen im Rechennetz sogenannte „non-matching boundaries“, die die Ursache für die Unstetigkeiten im Konzentrationsverlauf darstellen. Dennoch geben die Untersuchungen des Konzentrationsverlaufs der [Abb. 5.18a bis Abb. 5.18d](#) einen guten Einblick in die Ausbreitung der Kühlluft beim Eintritt in die Hauptströmung. Aufgrund des tiefen Eindringens der Kühlluft in die Hauptströmung wird der Ausblasestrahl beim Turbinengitter T106-300-2 schnell verdünnt und aufgelöst. Wegen des hohen Impulsanteils in Profilnormalenrichtung kann der Ausblasestrahl in diesem Fall nicht unmittelbar hinter der Bohrung zur Profiloberfläche umgelenkt werden, so daß im Rezirkulationsbereich eine Unterspülung des Strahls durch Heißgas stattfindet. Diese Unterspülung setzt sich im gesamten Bereich stromab der Bohrung fort und vermindert dadurch die Kühlleffektivität. Eine wesentlich bessere Kühlungsausbreitung wird durch konturierte Bohrungen erreicht. Bereits durch die laterale Bohrungsdivergenz läßt sich ein Abheben des Strahls von der Oberfläche infolge des verringerten Strahlimpulses vermeiden, allerdings ist die Dicke der Filmkühlungsschicht (Bereiche hoher Kühlluftkonzentration) recht dünn. Eine weitere Verbesserung stellt die Bohrung des Gitters T16-300-4 mit zusätzlichem Laid-Back dar. Durch die abgesenkte Bohrungshinterkante reduziert sich der effektive Ausblasewinkel weiter und bei der geringen Umlenkung des Filmkühlungsstrahls bleibt dieser in Strömungsrichtung lange erhalten. Die niedrigste Eindringtiefe des Filmkühlungsstrahls zeigt sich bei der Konfiguration T106-300-5. Durch die laterale Bohrungsanstellung teilt sich der Strahlimpuls auf eine weitere Komponente auf, so daß der Profilnormalanteil gegenüber den symmetrischen Bohrungskonfigurationen sinkt. Dies hat eine sehr niedrige Strahleindringtiefe zur Folge, und der Strahl hebt im gesamten Verlauf nicht von der Profiloberfläche ab. Die laterale Bohrungsanstellung verbessert neben der Eindringtiefe auch die Ausbreitung der Kühlluft in Schaufelhöhenrichtung. Dies ist in der Abb. 5.18d anhand der sehr dünnen Kühlluftschicht in Profilnähe erkennbar, die bei einem gegebenen Massenstrom aus Kontinuitätsgründen einen breiten Kühlluftstrahl in Schaufelhöhenrichtung voraussetzt.

Die Überlegenheit konturierter Bohrungen in der Strahlausbreitung wird auch aus [Abb. 5.19](#) deutlich, die die Konzentrationsverteilung des Kühlluftstrahls auf der Profiloberfläche im Mischungsbereich darstellt. Für die Konfiguration T106-300-2 mit 50° axialem Ausblasewinkel ist das Abheben des Strahls anhand niedriger Kühlluftkonzentrationen auf der Profiloberfläche erkennbar. Erst im Fernfeld nähert sich der bereits stark ausgemischte Kühlluftstrahl der Profiloberfläche und führt dort zu einer Zunahme der Kühlluftkonzentration. Demgegenüber wird die Profiloberfläche im Bohrungsnachlauf aller konturierten Bohrungen wesentlich besser von der Kühlluft bespült. Während sich der Bereich höchster Kühlluftkonzentration bei den lateral nicht angestellten Bohrungen hauptsächlich auf die Verlängerung stromab der Bohrung beschränkt und mit hohen Gradienten zum Bohrungzwischenraum abfällt, ist die hohe

Kühlluftkonzentration beim Gitter T106-300-5 wesentlich breiter und auch die Zwischenräume zwischen den Bohrungen werden noch von einem Teil der Kühlluft erfaßt. Der Vorteil einer verbesserten lateralen Strahlausbreitung wird allerdings mit einem merklich verkürzten Bereich maximaler Kühlluftkonzentration bezahlt.

5.3 Zusammenfassende Bemerkungen zur numerischen Strömungssimulation

Die Ergebnisse der numerischen Strömungssimulation erlauben faszinierende Einblicke in die aerothermodynamischen Vorgänge bei der Kühlluftausblasung. Ein Vorteil dieser Untersuchungsverfahren liegt in deren Potential, sowohl globale als auch lokal detaillierte Phänomene zu entschlüsseln. Die Qualität der numerischen Ergebnisse ist hoch und die Daten leisten einen entscheidenden Beitrag zum Verständnis aerodynamischer und thermischer Zusammenhänge. Trotz der bisher erzielten Erfolge im numerischen Bereich sind weitere Verbesserungen notwendig, denn die in diesem Kapitel gezeigten Vergleiche zwischen Rechnung und Messung weisen noch einige, zum Teil lokal beschränkte, Unterschiede auf. Wie alle experimentellen Untersuchungen sind auch die hier präsentierten mit geringen Meßfehlern behaftet, die einen Beitrag zu den Differenzen gegenüber den numerischen Ergebnissen leisten. Auf der numerischen Seite liegen die wesentlichen Gründe für die Abweichungen zum einen in der isotropen Modellierung der Turbulenz. Zum anderen setzen notwendige Beschränkungen des Rechengebiets in Bereichen inkompressibler Strömung beim Einsatz von CFD-Codes, die für kompressible Untersuchungen optimiert wurden, die Vorgabe geeigneter Randbedingungen an den Simulationsgrenzen voraus. So ist beispielsweise eine Beschränkung des Rechengebiets im Schaufelinnenraum bei Untersuchungen mit TRACE-S erforderlich, weil die niedrigen Strömungsgeschwindigkeiten in diesem Bereich zu Konvergenzproblemen führen. Bei ungeeigneter Wahl der Randbedingungen an den Grenzen des Rechengebiets wird jedoch das Einströmverhalten am Bohrungseintritt und das daraus resultierende Strömungsfeld im Mischnungsbereich nachhaltig beeinflußt.

Bei der Auslegung von Filmkühlungskonfigurationen ohne experimentelle Iterationsprozesse werden die Anforderungen an die Numerik weiter wachsen. Verbesserungen in der Modellierung des anisotropen Charakters der Turbulenz sind daher ebenso notwendig, wie die Verbesserung der Strömungslöser bei der Simulation niedriger Geschwindsigkeitsgebiete.

6 Auslegungskriterien zur optimalen Gestaltung der saugseitigen Kühlluft- Ausblasekonfiguration

Basierend auf den in der Literatur dokumentierten Untersuchungen (Kap. 2) und den vorliegenden experimentellen und numerischen Analysen zum Einfluß der Bohrungsgeometrie auf

die Filmkühlung werden in den folgenden Abschnitten Auslegungskriterien zur optimalen Gestaltung von saugseitigen Kühlluftausblasekonfigurationen erarbeitet.

Rückblickend zeigten bei gegebener Ausblaseposition folgende Parameter einen deutlichen Einfluß auf die Aerodynamik im Mischungsbereich, auf die daraus resultierenden Verluste und auf die Wärmeübergangssphänomene:

- Anstellwinkel der Ausblasebohrung
- Bohrungsgeometrie
- Geometrie des Plenums und des Übergangsbereichs vom Plenum in die Bohrung

Zur Vermeidung von hohen Eindringtiefen und schnellen Auflösungen der Filmkühlungsstrahlen sollte der axiale Anstellwinkel der Bohrung so klein wie möglich gewählt werden. Bei Ausblasung aus zylindrischen Bohrungen mit einem axialen Anstellwinkel von $\gamma_{ax}=50^\circ$ steigen den aktuellen Untersuchungen zufolge unter Berücksichtigung der Kühlluftzufuhr die Verluste bei hohen Ausblaseraten auf bis zu 40% höhere Werte als beim Referenzfall ohne Filmkühlung. Kleine axiale Ausblasewinkel im Bereich von 30° oder darunter können dagegen im Optimalfall zu einer Verlustreduktion aufgrund der Grenzschichtreenergetisierung führen. Axiale Ausblasewinkel um 30° zeigen sich auch neben den aerodynamischen Vorteilen in der Filmkühlungswirkung als überlegen, denn der Strahl bleibt weitgehend an der Profiloberfläche und wird erst ca. 20 Bohrungsdurchmesser stromab der Ausblasestelle aufgelöst. Für $\gamma_{ax}=50^\circ$ hebt der Strahl von der Oberfläche ab, wie die numerischen Untersuchungen mit FINE/Turbo anhand der Kühlluftkonzentration $C_{cooling}$ zeigten.

In den vorliegenden Untersuchungen weist die konturierte Bohrungsform mit divergenter Querschnitt gegenüber der einfachen zylindrischen Bohrung deutlich Vorteile auf. Durch die Bohrungsdivergenz wird der profilnormale Impulsanteil der Ausblasestrahlen herab gesetzt, so daß durch die geringere Eindringtiefe der Kühlluftstrahlen in die Hauptströmung die Mischungsverluste sinken. Trotz größerer Verschneidung der Bohrung mit der Profiloberfläche und damit einem lateral erweiterten Mischungsgebiet erzeugen divergente Bohrungen deshalb bei gleichem axialen Anstellwinkel niedrigere thermodynamische Totaldruck- und Kinetische-Energieverlustbeiwerte als zylindrische Bohrungen. Neben der Reduktion der Verluste können durch lateral expandierende Bohrungen aufgrund der Strahldivergenz die Intensitäten der Nierenwirbel deutlich gemindert werden (siehe Skizze in Kap.4, Seite 62). Eine Senkung der Rotationsintensität der Nierenwirbel führt in den Scherbereichen zu herabgesetzter Turbulenz, die sich durch niedrigere Wärmeübergangskoeffizienten positiv bemerkbar macht. Die lateral divergenten Ausblasestrahlen breiten sich überdies besser auf der Profiloberfläche aus, so daß die laterale Homogenität der Filmkühlung erheblich gesteigert wird. Voraussetzung für divergente Ausblasestrahlen ist die Vermeidung von Strömungsablösungen im Bohrungskanal am Scheitelpunkt der lateralnen Divergenz. Daher sollte die laterale Expansion bei etwa $\delta_l=10^\circ$

liegen. Bereits geringe Erhöhungen des lateralen Öffnungswinkels auf $\delta_1=14^\circ$ zeigten in der Literatur (Gritsch [42]) Strömungsablösungen am Ende des zylindrischen Querschnitts.

Innerhalb der konturierten Bohrungskonfigurationen weist die Kombination einer lateralen Bohrungsdivergenz mit einer abgesenkten Bohrungshinterkante (Laid-Back) das größte Entwicklungspotential auf. Die zusätzliche Vergrößerung des Austrittsquerschnitts gegenüber rein lateraler Divergenz trägt zur weiteren Verminderung des Ausblaseimpulses bei. Außerdem wird durch die abgesenkten Hinterkante der Impulsanteil der Ausblasestrahlen in Profilnormalenrichtung wegen des reduzierten effektiven axialen Ausblasewinkels zusätzlich gesenkt. Bei zu großen Laid-Back-Winkeln besteht ebenfalls die Gefahr von Strömungsablösungen im Bohrungskanal, die in diesem Fall am Laid-Back-Scheitelpunkt auftritt. Die vorliegenden Untersuchungen ergaben für einen Laid-Back-Winkel von $\delta_2=10^\circ$ nur bei der höchsten Ausblaserate $M=2.0$ eine Strömungsablösung am Beginn des Laid-Back-Abschnitts. Für optimale Strömungsverhältnisse sollte daher die Absenkung der Hinterkante unterhalb eines Winkels von $\delta_2 \leq 10^\circ$ erfolgen.

Von Bedeutung ist in diesem Zusammenhang auch die Ablösung am scharfen, stromab liegenden Übergang des Plenums in den zylindrischen Teil der Bohrung. Bei hohen Ausblaseraten weitet sich dieses Ablösegebiet in der Bohrung derart stark aus, daß ein Wiederanlegen der Strömung innerhalb des zylindrischen Bohrungsabschnitts nicht möglich ist, sondern sich die Strömungsablösung über den Divergenzscheitelpunkt in den Laid-Back-Bereich fortsetzt. Sollte bei der Auslegung eine Vergrößerung des Laid-Back-Winkels über 10° hinaus erforderlich sein (zum Beispiel bei axial sehr stark angestellten Bohrungen zur effektiven Reduktion des Ausblasewinkels), so muß die Länge des zylindrischen Bohrungsabschnitts auf jeden Fall über $l_0^* > 1 \times d_H$ liegen, um ein Wiederanlegen der Bohrungsströmung vor dem Laid-Back-Scheitelpunkt sicherzustellen. Die hier gesetzte Grenze $l_0^* > 1 \times d_H$ ergibt sich aus der Tatsache, daß in den vorliegenden Untersuchungen bei 10° Divergenz und $M=2.0$ sich der an der scharfen Bohrungskante abgelöste Ausblasestrahl innerhalb des zylindrischen Bohrungsabschnitts nicht wiederanlegt.

Durch die geringere Aufstauwirkung und dem damit verminderten Hufeisenwirbel stromauf der Ausblasestrahlen kann der Wärmeübergangskoeffizient vor den Bohrungen durch das Hinzufügen eines Laid-Backs gegenüber der reinen Fan-Shape-Bohrung nochmals gesenkt werden. Die Kombination von lateraler Divergenz und einer Absenkung der Bohrungshinterkante sorgt nicht nur für aerodynamische Vorteile sondern auch für eine gleichmäßige laterale Ausbreitung des Filmkühlungsstrahls.

Basierend auf den positiven Erfahrungen beim Einsatz von lateral angestellten Bohrungen bei der Filmkühlung an der Vorderkante wäre die laterale Anstellung der Ausblasebohrungen auch bei der Kühlung auf der Saugseite denkbar. Die zweischneidige Wirkung von lateral an-

gestellten Filmkühlungsbohrungen zeigt sich einerseits in einer verbesserten Verteilung des Filmkühlungsstrahls auf der Profiloberfläche aber andererseits auch in höheren Verlusten im Vergleich zu nicht lateral angestellten Bohrungen. Letzteres beruht auf einem vergrößerten Mischungsbereich zwischen der Hauptströmung und den Filmkühlungsstrahlen und auf einer zusätzlichen Umlenkung in Hauptströmungsrichtung der mit lateralem Impulsanteil behafteten Ausblasestrahlen. Die intensive Interaktion im Mischungsbereich zwischen der Hauptströmung und den Ausblasestrahlen führt in unmittelbarer Nähe der Ausblasestelle zu höheren Wärmeübergangskoeffizienten aufgrund der veränderten Rotationsintensität und der resultierenden erhöhten Turbulenz der Filmkühlungswirbel.

Im Zusammenhang mit der Laid-Back-Geometrie und des entlang der Laid-Back-Lippe austretenden Kühlluftstrahls wurde in Kap. 4 die Gefahr des Heißgas-Eintritts in die Bohrung genannt. Diese Gefahr wächst mit sinkenden Ausblaseraten und steigenden axialen Bohrungsstellwinkeln. Als Gegenmaßnahme ist eine Gestaltung der Bohrung mit einer „überhängenden“ Bohrungskontur denkbar (Abb. 6.1), die eine stromauf liegende Bohrungslippe aufweist, die sich oberhalb des zylindrischen Bohrungsanteils fortsetzt. Der Vorteil einer solchen Kontur läge unter anderem darin, daß der Bereich der Kühlluft mit hohen Strömungsgeschwindigkeiten aufgrund des Jetting Effekts mehr in Hauptströmungsrichtung umgelenkt wird und dabei weniger tief in diese eintritt. Der Überhang wird auf der Bohrungsseite ausreichend von der Kühlluft gekühlt und eine Beschädigung durch Überhitzung scheint damit ausgeschlossen.

Die Problematik erhöhter Wärmeübergangskoeffizienten in unmittelbarer Nähe der Ausblasestelle bei lateral angestellten konturierten Bohrungen zeigt im Bohrungzwischenraumbereich mit dünnen Materialstärken und unzureichender Kühlung eine besondere Tragweite. Lateral angestellte konturierte Bohrungen (Fan-Shape mit Laid-Back) haben des weiteren den Nachteil, daß die Kühlluft hauptsächlich im Bereich der stromabliegenden „Bohrungsecke“ austritt. Ausgehend von lateral angestellten Bohrungen (Abb. 6.2a) sind Verbesserungen in diesem Zusammenhang durch eine Gestaltung der Filmkühlungsbohrung in der Art möglich, daß die Längsachse der Bohrungsverschneidung mit der Profiloberfläche erneut in Hauptströmungsrichtung gedreht wird (Abb. 6.2b). Damit ergibt sich auf der einen Seite der Bohrung unter Beibehaltung der Austrittskontur ein größerer lateraler Divergenzwinkel, wie ein Vergleich von δ_1 und δ_1' in Abb. 6.2b zeigt. Dieser angestiegene Divergenzwinkel birgt jedoch ohne weitere Korrektur der Bohrungsauslegung die Gefahr der Strömungsablösung am Divergenzschreitelpunkt im Bohrungskanal.

Mit zunehmendem lateralem Anstellwinkel einer schräg angestellten Bohrung steigt bei gleicher Ausblaserate der Strahlimpuls in Schaufelhöhenrichtung, während er in Hauptströmungsrichtung sinkt. Wie Ardey [3] zeigte, dissipieren alle Ausblaseimpulsanteile normal zur Hauptströmungsrichtung und erzeugen Mischungsverluste, während nach Wilfert [105] Im-

pulsanteile in Hauptströmungsrichtung zu einer positiven Grenzschichtbeeinflussung führen können. Für Filmkühlungsausblasung auf der Saugeite sollte daher der laterale Anstellwinkel zur Hauptströmungsrichtung möglichst unter 45° liegen.

Der Gestaltung des Plenums und des Bohrungseintritts kommt eine besondere Bedeutung zu, denn die hier entstehenden Strömungsphänomene setzen sich in abgeschwächter Form im Bohrungskanal und am Austritt fort. Wie Untersuchungen in der Literatur belegen, lässt sich die Strömungsablösung an der scharfen Kante am Übergang vom Plenum zur Bohrung durch Rundungsradien vermindern. Eine gezielte Linkskrümmung der Strömung am Bohrungseintritt kann sich durch die Erzeugung einer zum Nierenwirbel gegendrehenden Rotation positiv auswirken (Vogel [101]). Diese Linkskrümmung ließe sich durch „Leitstege“ vor jeder Bohrungsreihe und einer ausschließlichen Kühlluftzuführung aus dem Bereich stromauf der Bohrung realisieren (Abb. 6.3). Gleichzeitig könnten die Leitstege zur Vergrößerung der Kühloberfläche im Schaufelinneren beitragen.

Generell lässt sich feststellen, daß im gesamten Einflußbereich des Kühlluftstrahls der Wärmeübergangskoeffizient gegenüber dem ohne Ausblasung etwas ansteigt. Dieser Anstieg des Wärmeübergangs im Strahleinflußbereich ist bei zylindrischen Bohrungen besonders ausgeprägt, da der Strahlkern sehr lang stromab erhalten bleibt. Die Kühlung durch den Filmkühlungsstrahl einerseits und der erhöhte Wärmetübergang andererseits erfordert ein Abwägen der thermischen Vor- und Nachteile gegeneinander. Eine definitive Aussage zum thermischen Verbesserungspotential der Filmkühlung erfordert deswegen, parallel zur Analyse des Wärmeübergangskoeffizienten, die Messung der Filmkühleffektivität.

Hinzu kommt, daß eine allgemein gültige Empfehlung für eine aerodynamisch und thermisch optimale Filmkühlungskonfiguration aufgrund einer fehlenden Zielfunktion, die die Vor- und Nachteile der Aerodynamik und der Kühlung entsprechend gewichtet, nur eingeschränkt ausgesprochen werden kann. Als Beispiel sei hier die Konfiguration T106-300-5 herausgegriffen, die einerseits eine bessere Verteilung des Kühlfilms auf der Profiloberfläche bei relativ niedrigen Wärmeübergangskoeffizienten im Vergleich zum Gitter T106-300-4 sicherstellt, andererseits aber deutlich höhere integrale Kinetische-Energieverlustbeiwerte liefert. Eine Zielfunktion erfordert das Abwägen der thermodynamischen Vorteile aufgrund einer potentiellen Erhöhung der Turbineneintrittstemperatur gegenüber den aerodynamischen Nachteilen. Er schwerend ist in diesem Zusammenhang auch, daß eine derartige Zielfunktion von den Kreisprozeßdaten und den daraus resultierenden Betriebsbedingungen der Turbinenschaufel abhängig sein müßte.

7 Empfehlungen für weitere Untersuchungen

Die vorgestellten Untersuchungen machen die Komplexität der aerothermodynamischen Phänomene bei Turbinengittern mit Filmkühlungsausblasung deutlich. Trotz der umfangreichen Geometrie- und Parametervariationen der aktuellen Experimente sind noch weitere Forschungsarbeiten zur Filmkühlung auf der Saugseite notwendig.

Ausgangs des vorhergehenden Kapitels wurde auf den Einfluß der Geometrie im Schaufelinneren bei der Ausbildung der Kühlluftströmung hingewiesen. In der Realität erfolgt die Ausblasung in der Regel aus berippten Kühlkanälen im Schaufelinnerenraum. Untersuchungen, die den Einfluß von quer zu den Bohrungen angestellten Kühlluftkanälen berücksichtigen, beschränken sich bisher auf Analysen an der ebenen Platte. Demgegenüber wurden in Experimenten am Schaufelgitter nur Plenumsbedingungen, das heißt Kühlluftzufuhr ohne Querströmung im Schaufelhohlraum, simuliert. Bei der Übertragung der Ergebnisse von den Modelluntersuchungen auf reale Turbomaschinen kann es daher zu Fehlern kommen. Zukünftige Untersuchungen erfordern deswegen ein Hauptaugenmerk bei der Modellierung der Strömung im Plenum. Dies gilt insbesondere für numerische Untersuchungen, in denen bisher nur ein Ausschnitt des Schaufelinnerenraums betrachtet wurde. Ausgehend von den aktuellen Ergebnissen und den Geometrieveränderungen von Vogel [101] sollte in weiteren Analysen der Einfluß des Strömungseintritts aus dem Plenum in die Bohrung näher untersucht werden.

Hinsichtlich der Bohrungsgeometrie wurden bereits im Kap. 6 denkbare Verbesserungen ausgearbeitet. Vielversprechend erscheint dabei die Analyse einer lateral angestellten, divergenten Bohrung mit einer Austrittsfläche, die in Hauptströmungsrichtung orientiert ist (Abb. 6.2b). Bei der Auslegung dieser Konfiguration muß jedoch eine Anpassung der Divergenzwinkel erfolgen, um eine Strömungsablösung in der Bohrung zu vermeiden. Experimentelle und numerische Untersuchungen an überhängenden Bohrungskonfigurationen, wie sie ebenfalls in Kap. 6 vorgeschlagen wurden, sind gleichermaßen denkbar.

Die vorliegenden Untersuchungen beschränken sich auf die Ausblasung in eine laminare Grenzschicht, deren Transition erst durch die Filmkühlungsstrahlen herbeigeführt wird. Die laterale Ausbreitung des Kühlmediums und die Mischungsvorgänge sowie der daraus resultierende Wärmeübergang werden jedoch wesentlich vom Zustand der Grenzschicht beeinflußt. In realen Turbomaschinenbeschaufelungen liegt auf der Saugseite von filmgekühlten Gittern mit Vorderkantenausblasung häufig eine turbulente Grenzschicht vor. Zukünftige Experimente und numerische Analysen müssen deshalb den Zustand der Grenzschicht vor den Bohrungen realitätsnah modellieren.

Aus der zuletzt genannten Forderung ergibt sich bereits eine weitere Empfehlung für kommende Forschungsarbeiten. Die Untersuchungen von Schulte et. al. [91] oder Chakka und

Schobeiri [23] haben eine deutliche Wirkung der periodisch-instationären Nachlaufdellen stromauf liegender Schaufelgitterreihen auf die Grenzschichtentwicklung dargelegt. Detailuntersuchungen der Strömungsphänomene im Mischungsbereich bei Filmkühlungsausblasung lassen vor diesem Hintergrund die Simulation der Rotor-Stator-Interaktion als wichtig erscheinen. Denkbar ist eine Ausdehnung der experimentellen Untersuchungen an Turbinengittern ohne Ausblasung von Acton [1] und Brunner et. al. [20] auf filmgekühlte Gitterkonfigurationen. Neben lokalen und integralen Informationen zum Verlustverhalten bei periodisch-instationärer Zuströmung mit Filmkühlungsausblasung ist die Kenntnis der Grenzschichtentwicklung für die Interpretation aller Ergebnisse von besonderer Bedeutung.

Während sich die Numerik bisher häufig auf adiabate Untersuchungen beschränkt und von der thermischen Seite nur die Filmkühleffektivität beleuchtet, liefern experimentelle Untersuchungen meist entweder ausschließlich den Wärmeübergangskoeffizienten oder die Filmkühleffektivität. Eine vollständige Bewertung des thermischen Verbesserungspotentials von filmgekühlten Gasturbinen erfordert jedoch die Kenntnis beider thermischer Charakteristika, wie in Kap. 2 und Kap. 6 gezeigt wurde.

Die experimentelle Bestimmung der Filmkühleffektivität setzt abweichend von den Messungen des Wärmeübergangs der aktuellen Untersuchungen keine Gleichtemperaturausblasung, sondern einen definierten Temperaturunterschied zwischen der Hauptströmung und dem Kühlungsmedium voraus. Aufgrund der Begrenzung der Materialtemperatur der Kunststoffschaufeln auf ca. 55°C ist eine Erhöhung der Hauptströmungstemperatur über diese Grenze im Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal nicht möglich. Zudem ist eine genaue Regelung der Hauptströmung in diesem Temperaturbereich schwierig. Einfacher lässt sich ein umgekehrtes Temperaturgefälle zwischen den beiden Strömungsmedien mit einer gegenüber der Hauptströmung wärmeren Ausblaseströmung erreichen. Zu diesem Zweck könnte eine elektrische Heizung der „Kühlluft“ im Endbereich vor den Schaufelanschlüssen in den Sekundärluftkreislauf integriert werden.

Wegen der großen thermischen Gefährdung der Turbinenschaufeln in Staupunktnähe sollten in Zukunft den vorliegenden Untersuchungen mit Ausblasung auf der Saugseite Messungen des Wärmeübergangs im Vorderkantenbereich folgen. Wegen des stark dreidimensionalen Charakters der Strömung im Mischungsbereich ist dabei eine punktuelle Analyse, die sich auf den Mittelschnitt zwischen den Bohrungen beschränkt, nicht völlig ausreichend. Vielmehr ist zum Verständnis der thermischen Mischungsphänomene die Kenntnis des lokalen Wärmeübergangs innerhalb einer gesamten Bohrungsteilung notwendig.

Turbinengitter, deren Profilkontur auch bezüglich der Sekundärströmung optimiert wurde, weisen eine stark dreidimensionale Kontur im Nabeng- und Gehäusebereich auf. Die Übertragung der Ergebnisse aus dem Mittelschnitt von ebenen Turbinengittern auf die Ausblasung im

Naben- und Gehäusebereich ist nicht möglich, da die Wirbelsysteme keinen periodischen Charakter innerhalb einer Bohrungsteilung mehr aufweisen. Zudem besteht die Gefahr, daß der Strahl aufgrund der Interaktion mit der Sekundärströmung von der Profiloberfläche abhebt. Eine Analyse der Sekundärströmung inklusive der thermischen Charakteristika der Filmkühlung bei stark dreidimensional konturierten Schaufeln im Nabengehäusebereich besitzt ein hohes Potential für zukünftige Forschungsarbeiten, da hierzu noch keine Ergebnisse vorliegen. In Zusammenhang mit der Ausblasung im Nabengehäusebereich sind auch Untersuchungen der Filmkühlung an der Schaufelplattform notwendig.

Die vorliegenden Ergebnisse haben einen deutlichen Einfluß der Filmkühlungsausblasung auf das Grenzschichtverhalten entlang der Schaufeloberfläche gezeigt. Die Filmkühlungsausblasung kann daher als gezieltes Mittel zur Grenzschichtbeeinflussung in Bereichen mit starken Druckgradienten herangezogen werden. Eine gleichzeitige Optimierung des Grenzschichtverhaltens und der Filmkühlung setzt ein detailliertes Verständnis der wandnahen Strömungsvorgänge in den genannten Bereichen voraus.

Generell gilt, daß sich die Experimente im Mischungsbereich der Filmkühlung nicht auf eine Art der Analyse, nämlich lediglich aerodynamische oder ausschließlich thermische Untersuchungen, beschränken sollten. Erst die kombinierte Betrachtung beider Phänomene erlaubt Rückschlüsse auf die komplexen Vorgänge im Nahbereich der Ausblasestelle.

Bezüglich der numerischen Simulationen mit 3D-Navier-Stokes-Rechenverfahren ist festzustellen, daß trotz der Erfolge in der CFD-Technik noch weitere Verbesserungen insbesondere in der Turbulenzmodellierung zur Erfassung des anisotropen Charakters der Strömung unentbehrlich sind. Simulationen von gekühlten Turbinengittern setzen des weiteren Verfeinerungen in der Modellierung der Grenzschichttransition voraus, um numerische Untersuchungen an mehrfach filmgekühlten Schaufeln zu ermöglichen.

8 Zusammenfassung

Der Forderung nach einer Steigerung der Wirkungsgrade von moderner Gasturbinen kann durch eine Erhöhung der Turbineneintrittstemperatur Rechnung getragen werden. Dazu sind entweder eine Steigerung der zulässigen Materialtemperatur der Turbinenschaufeln oder verbesserte Kühlverfahren nötig, die die Schaufeln vor dem Heißgas schützen. Eine Anhebung des Gesamtwirkungsgrades erfordert jedoch einen niedrigen Bedarf an Kühlluftmassenstrom, da dieser dem Kreisprozeß entzogen wird und so zur Verringerung des Kreisprozeßwirkungsgrades führt.

In extremen Temperaturbereichen hat sich die Filmkühlung zum Schutz der Turbinenschaufeln vor dem Heißgas durchgesetzt. Dabei wird Verdichterzapfluft durch Bohrungen aus der

zu kühlenden Oberfläche ausgeblasen und entfaltet dabei eine Kühlwirkung auf zweifache Weise: Zum einen wird die Schaufel im Inneren von der Kühlluft durchströmt und entzieht dabei dem Material auf konvektivem Weg Wärme, zum anderen legt sich die ausgeblasene Kühlluft als schützender Film über die Schaufeloberfläche.

Die Ausblasung der Kühlluft aus Bohrungen auf der Profiloberfläche bewirkt eine Veränderung der aerodynamischen Eigenschaften der Schaufel, die meist mit einer Zunahme der aerodynamischen Verluste einher geht. Außerdem ist die Wechselwirkung zwischen der Kühlluft und der Hauptströmung mit einem Wandel der thermischen Strömungsphänomene verbunden. Eine optimale Gestaltung der Ausblasekonfiguration zur Bildung eines effizienten Kühlfilms setzt die Kenntnis der detaillierten Zusammenhänge der Aerothermodynamik voraus. Dabei müssen sowohl globale Strömungsveränderungen im Gitter, die sich auf den Gesamtwirkungsgrad auswirken, als auch kleinste Effekte in der Nähe der Ausblasposition, die vor allem für die lokale Kühlwirkung verantwortlich sind, berücksichtigt werden.

Zur Übertragung von Modelluntersuchungen auf reale Turbomaschinen ist die Einhaltung wichtiger Ähnlichkeitsparameter erforderlich. Bisherige Untersuchungen wurden meist unter vereinfachten Rahmenbedingungen durchgeführt und beschränkten sich auf ein Teilgebiet nämlich lediglich globale oder ausschließlich lokale Analysen. Meist fokussierten sie sich dabei nur auf aerodynamische oder nur auf thermische Betrachtungen. Um die aerodynamischen und die thermischen Vorgänge einer aktuellen Filmkühlungsgeometrie unter realitätsnahen Strömungsbedingungen analysieren zu können, wurden im Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal des Instituts für Strahltriebwerke der Universität der Bundeswehr München experimentelle Untersuchungen zu Kühlluftausblasung auf der Saugseite des Turbinengitters T106-300 durchgeführt. Die Abmessungen des Profils wurden so auf die Meßstrecke und die eingesetzten Sondengrößen abgestimmt, daß sowohl das lokale Strömungsfeld im Mischungsbe- reich zwischen der Hauptströmung und der Kühlluft als auch die Gitterabströmwerte bestimmt werden konnten.

Aufbauend auf den Ergebnissen von Wilfert [105] am Turbinengitter T106-300-0 mit einer Ausblasung durch zylindrische Bohrungen wurde zunächst der Einfluß eines vergrößerten axialen Anstellwinkels der Bohrung geklärt (T106-300-2). Anschließend folgten Messungen an konturierten Ausblasebohrungen mit ausschließlich lateraler Divergenz (T106-300-3) und an Bohrungen, die die laterale Divergenz mit einer abgesenkten Bohrungshinterkante (Laid-Back) vereinen (T106-300-4). Schließlich wurde die letztgenannte Konfiguration lateral um 45° aus der Hauptströmungsrichtung gedreht (T106-300-5).

Zur Untersuchung des Wärmeübergangs auf der Profilsaugseite wurde eine Meßtechnik aufgebaut, die auf der stationären Lösung der Wärmetransportgleichung basiert. Mit Hilfe des gewählten experimentellen Aufbaus kann die Verteilung des Wärmeübergangskoeffizienten

auf der Profiloberfläche im Ausblasebereich des Turbinengitters analysiert werden. Die hohe örtliche Auflösung der Meßergebnisse ermöglicht detaillierte Auswertungen in unmittelbarer Bohrungsnähe. Dreidimensionale Strömungsfeldmessungen im Mischungsbereich zwischen den Filmkühlungsstrahlen und der Hauptströmung, die parallel dazu durchgeführt wurden, zeigen die dominierenden Wirbelsysteme der Filmkühlung im Ausblasebereich und unterstützen die Interpretation der Wärmeübergangsuntersuchungen.

Zunächst wurde mit Hilfe von Nachlauf- und Profildruckverteilungsmessungen der Einfluß der Kühlluftausblasung auf die Gittercharakteristik geklärt. Die daraus gewonnenen integralen Verlustbeiwerte, die die Energiezufuhr durch Kühlluftausblasung in die Bilanz mit einbeziehen, weisen für alle Konfigurationen einen Verlustanstieg mit zunehmender Ausblaserate auf, dessen Verlauf allerdings stark von der Bohrungsgeometrie abhängig ist. Die als Referenz zugrunde gelegte Konfiguration T106-300-0/1 mit zylindrischen Bohrungen ($\gamma_{ax}=30^\circ$) zeigt minimale Verluste bei einer Ausblaserate von $M=1.2$. Für Werte ober- oder unterhalb dieser optimalen Ausblaserate steigen die Verluste deutlich an. Ein höherer axialer Anstellwinkel der Bohrung (T106-300-2, $\gamma_{ax}=50^\circ$) ergibt einen ähnlichen Verlauf der Verluste, allerdings ist das Minimum bei $M=1.2$ weit weniger ausgeprägt und insgesamt liegen die Verluste über dem Referenzfall. Die integralen Verluste bei Ausblasung durch Bohrungen mit ausschließlich lateraler Divergenz (T106-300-3) liegen für niedrige und mittlere Ausblaseraten über dem Referenzfall und gleichen sich etwa bei $M=2.0$ an diesen an. Die höheren Abströmdefizite des Gitters T106-300-3 bei niedrigen Ausblaseraten sind in der lateral vergrößerten Ausdehnung des verlustbehafteten Mischungsbereichs zwischen der Hauptströmung und den Filmkühlungsstrahlen begründet. Dagegen kann durch Hinzufügen eines Laid-Back-Abschnitts bei den divergenten Bohrungen die Einbuße an kinetischer Energie aufgrund der Ausblasung deutlich gemindert werden. Bis auf den Fall $M=2.0$ liegen für diese Konfiguration die Werte unter dem Referenzfall. Der Grund für dieses Verhalten ist ein effektiv kleinerer Austrittswinkel der Filmkühlungsstrahlen, die der Laid-Back-Lippe folgen und erst bei $M=2.0$ von dieser ablösen. Erst für diese hohe Ausblaserate treten die Ausblasestrahlen in einem dem Referenzfall vergleichbaren Winkel in die Hauptströmung ein. Die Kombination der verlustarmen Ausblasekonfiguration T106-300-4 mit einer lateralen Bohrungsanstellung (T106-300-5) führt wegen des lateralen Impulsanteils des Kühlluftstrahls zu den höchsten integralen Verlustbeiwerten.

Die Profildruckverteilungen zeigen für die zylindrischen Bohrungskonfigurationen einen deutlichen Aufstau der Hauptströmung vor den Ausblasestrahlen, der durch das Aufrollen der Grenzschicht zur Ausbildung des Hufeisenwirbels führt. Durch den niedrigeren Austrittsimpuls der Ausblasestrahlen bei konturierten Bohrungen sinkt die Aufstauwirkung vor den Strahlen und verschiebt sich für die Konfiguration T106-300-4 mit Laid-Back weiter stromab über die Bohrung.

Mit Hilfe der 3D-HDA Ergebnisse konnten im Kühlluftstrahl mehrere dominierende Wirbelsysteme nachgewiesen werden. Durch die Umlenkung des Ausblasestrahls ist in dessen unterem Teil das bereits in der Literatur mehrfach erläuterte Nierenwirbelpaar zu erkennen. Darüber liegt ein weiteres, zum Nierenwirbel gegendrehendes Wirbelpaar, das in der vorliegenden Arbeit mit „ Ω_6 “ (in Anlehnung an Vogel [101]) bezeichnet wurde. Die Ursache für die Ausbildung der Ω_6 -Struktur liegt in der linksgekrümmten Kühlluftströmung bei deren Eintritt aus dem Plenum in den Bohrungskanal. In Profilnähe, seitlich den Ausblasestrahl einschließend, zeichnen sich die beiden Äste des Hufeisenwirbels ab. Diese besitzen eine zum Nierenwirbel entgegengesetzte Rotationsrichtung. Während die Wirbelintensitäten aller untersuchten Konfigurationen mit steigenden Ausblaseraten zunehmen, lässt sich durch laterale Bohrungsdivergenz die Intensität des Wirbel absenken. Ausgehend von den symmetrischen Rotationsphänomenen von lateral nicht angestellten Bohrungen, entstehen bei lateral angestellten Bohrungen Wirbelpaare mit asymmetrischen Ästen unterschiedlicher Rotationsintensität.

Die Auswertungen der 3D-Hitzdrahtanemometrie im Mischungsbereich zeigen einen deutlich anisotropen Charakter der Turbulenz. In den Scherschichten der Wirbel wird die Turbulenz angefacht und im weiteren Verlauf stromab erneut abgebaut.

Der Wärmeübergangskoeffizient auf der Profilsaugseite des Turbinengitters T106-300 zeigt eine starke Abhängigkeit von der Bohrungskontur. Der Grund dafür liegt in den Strömungsphänomenen im Mischungsbereich, die stark von der Bohrungskontur geprägt werden. Die hohe Turbulenz im Kern der zylindrischen Ausblaseströmung führt im Strahlnachlauf zu einer merklichen Anhebung des Wärmeübergangs, während der Wärmeübergang in Verlängerung des Bohrungzwischenraums wesentlich weniger davon beeinflusst wird. Das resultierende „Streifenmuster“ mit periodisch abwechselnd hohen und niedrigen Wärmeübergangskoeffizienten wird erst im Fernfeld der Bohrung bei der Auflösung des Kühlluftstrahls abgebaut. Eine Reduktion des „Streifenmusters“ ist durch expandierende Bohrungen möglich, denn die Ausbreitung des Kühlluftstrahls in Schaufelhöhenrichtung wird durch die divergenten Ausblasestrahlen begünstigt. Außerdem ergibt die niedrigere Turbulenz- und Rotationsintensität wesentlich geringere Wärmeübergangskoeffizienten. Eine optimale Ausbreitung der Kühlluft über der Profiloberfläche lässt sich durch die laterale Anstellung von divergenten Bohrungen erreichen. Allerdings wird in unmittelbarer Bohrungsnähe aufgrund der asymmetrisch ausgeprägten Rotation der Fluidaustausch und damit der Wärmeübergang angefacht.

Als Ergänzung zu den experimentellen Analysen haben sich im Nahbereich der Ausblasestelle 3D-Navier-Stokes-Rechnungen mit FINE/Turbo und TRACE-S als geeignet erwiesen. Diese numerischen Untersuchungen liefern Informationen über Strömungsbereiche, die in den Messungen nicht erfaßt wurden. Zusätzlich geben die Rechnungen mit FINE/Turbo neben den aerodynamischen Ergebnissen einen vertieften Einblick in die Kühlluftkonzentration im Mi-

schungsbereich und stellen damit eine gute Ergänzung zu den experimentellen Daten der Hitzdraht-Anemometrie und des Wärmeübergangs dar.

Mit Hilfe der vorliegenden Ergebnisse wurden Kriterien zur optimalen Gestaltung von Bohrungskonfigurationen ausgearbeitet. Dabei zeigten die konturierten Bohrungen mit lateraler Divergenz und abgesenkter Bohrungshinterkante klare Vorteile gegenüber den anderen Konfigurationen. Besondere Aufmerksamkeit muß bei der Auslegung der Filmkühlungskonfiguration den Expansionswinkeln im Bohrungskanal gelten, um eine Strömungsablösung beim Übergang vom zylindrischen Bohlungsbereich zum Diffusorabschnitt zu vermeiden.

Abschließend wurde bei den Auslegungskriterien auf die ambivalente Bedeutung der lateralen Bohrungsanstellung hingewiesen, denn Vorteile hinsichtlich der Schaufelkühlung werden bei dieser Konfiguration durch höhere aerodynamische Verluste aufgehoben.

Obwohl in den letzten Jahren bemerkenswerte Fortschritte im Bereich der Schaufelkühlung erreicht wurden, zeigen die aktuellen Untersuchungen, daß ein beträchtliches Verbesserungspotential in der optimalen Gestaltung von Filmkühlungskonfigurationen liegt.

9 Literatur

- [1] Acton, P.
Untersuchungen des Grenzschichtumschlags an einem hochbelasteten Turbinengitter unter inhomogenen und instationären Zuströmbedingungen
Dissertation, Universität der Bundeswehr München, 1998
- [2] Ardey, S.
Flowfield Measurements on a Large Scale Turbine Cascade with Leading Edge Film Cooling by Two Rows of Holes
ASME 97-GT-524 (1997)
- [3] Ardey, S.
Untersuchungen der aerodynamischen Effekte von Vorderkanten-Kühlluftausblasung an einem hochbelasteten Turbinengitter
Dissertation, Universität der Bundeswehr München (1998)
- [4] Baldauf, S., Scheurlen, M.
CFD Based Sensitivity Study of Flow Parameters for Engine Like Film Cooling Conditions
ASME 96-GT-310 (1996)
- [5] Baldauf, S., Schulz, A., Wittig, S.
High Resolution Measurements of Local Heat Transfer Coefficients by Discrete Hole Film Cooling
ASME 99-GT-43 (1999)
- [6] Baldauf, S., Schulz, A., Wittig, S.
High Resolution Measurements of Local Effectiveness by Discrete Hole Film Cooling
ASME 99-GT-46 (1999)
- [7] Baier, R.-D., Broichhausen, K.-D., Fritsch, G., Koschel, W.
Systematic Study on the Fluid Dynamical Behaviour of Streamwise and Laterally Jets in a Crossflow
ASME 97-GT-98 (1997)
- [8] Bario, F., Leboeuf, F., Onvani, A., Seddini, A.
Aerodynamics of Cooling Jets Introduced in the Secondary Flow of a Low Speed Turbine Cascade
ASME 89-GT-192 (1989)

- [9] Beeck, A.
Strömungsfelduntersuchungen zum aerodynamischen Verhalten eines hochbelasteten Turbinengitters mit Kühlluftausblasung an der Vorderkante
Dissertation, Universität der Bundeswehr München (1992)
- [10] Berhe, M. K., Patankar S. V.
Investigation of Discrete-Hole Film Cooling Parameters Using Curved-Plate Models
ASME 98-GT-374 (1998)
- [11] Bogard, D. G., Schmidt, D. L.
Characterization and Laboratory Simulation of Turbine Airfoil Surface Roughness and Associated Heat Transfer
ASME 96-GT-386 (1996)
- [12] Bohn, D.,
Vorlesungsskript zur Vorlesung Gasturbinen
Institut für Dampf- und Gasturbinen
Rheinisch Westfälische Technische Hochschule (RWTH) Aachen (1996)
- [13] Bohn, D., Kusterer, K., Schönenborn, H.
3-D Numerical Simulation of the Flow Through a Turbine Blade with Cooling Injection at the Leading Edge
ASME 96-GT-150 (1996)
- [14] Bohn, D., Becker, V., Rungen, A.
Experimental and Numerical Conjugate Flow and Heat Transfer Investigations of a Shower-Head Cooled Turbine Guide Vane
ASME 97-GT-015 (1997)
- [15] Bohn, D., Becker, V., Kusterer, K.
3-D Conjugate Flow and Heat Transfer Calculations of a Film-Cooled Turbine Guide Vane at Different Operating Conditions
ASME 97-GT-023 (1997)
- [16] Bohn, D., Becker, V. J., Kusterer, K. A., Rungen, A. U.
Experimental and Numerical Conjugate Investigation of the Blowing-Ratio Influence on the Showerhead Cooling Efficiency
ASME 98-GT-85 (1998)

- [17] Brandt, H., Ganzert, W., Fottner, L.
A Presentation of Detailed Experimental Data of a Suction Side Film Cooled Turbine Cascade
ASME 2000-GT-0296
- [18] Braun, S.
Untersuchungen des Wärmeübergangs am filmgekühlten Turbinengitter T106 mit Hilfe der Flüssigkristall-Meßtechnik im Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal
Diplomarbeit Nr. 97/4.11, Institut für Strahlantriebe,
Universität der Bundeswehr München (1997)
- [19] Brittingham, R. A., Leylek, J. H.
A Detailed Analysis of Film Cooling Physics: Part IV - Compound-Angle Injection with Shaped Holes
ASME 97-GT-272 (1997)
- [20] Brunner, S., Fottner, L., Schulte, V., Kappler, G.
Investigation of wake-induced transition on a highly loaded low-pressure turbine cascade
IMechE Conference Transactions 1999-1A, 3rd European Conference on Turbomachinery, C557/068/99, pp.231-242, ISBN 1 86058 196 X, (1999)
- [21] Burd, S.W., Simon, T. W.
The Influence of Coolant Supply Geometry on Film Coolant Exit Flow and Surface Adiabatic Effectiveness
ASME 97-GT-25 (1997)
- [22] Camci, C., Kuisoon, K., Hippenssteele, S. A.
A New Hue Capturing Technique for the Quantitative Interpretation of Liquid Crystal Images Used in Convective Heat Transfer Studies
ASME 91-GT-122 (1991)
- [23] Chakka, P., Schobeiri, M. T.
Modeling Unsteady Boundary Layer Transition on a Curved Plate under Periodic Unsteady Flow Conditions: Aerodynamic and Heat Transfer Investigations
ASME 97-GT-399 (1997)

- [24] Chen, P.-H., Ai, D., Lee, S.-H.
Effects of Compound Angle Injection on Flat-Plate Film Cooling Through a Row of Conical Holes
ASME 98-GT-459 (1998)
- [25] Cruse, M. W., Yuki, U. M., Bogard, D. G.
Investigation of Various Parametric Influences on Leading Edge Film Cooling
ASME 97-GT-296 (1997)
- [26] Day, C. R. B., Oldfield, L. G., Lock, G. D., Dancer, S. N.
Efficiency Measurements of an Annular Nozzle Guide Vane Cascade with Different Film Cooling Geometries
ASME 98-GT-538 (1998)
- [27] Drost, U., Bölc, A., Hoffs, A.
Utilization of the Transient Liquid Crystal Technique for Film Cooling Effectiveness and Heat Transfer Investigations on a Flat Plate and a Turbine Airfoil
ASME 97-GT-26 (1997)
- [28] Drost, U., Bölc, A.
Investigation of Detailed Film Cooling Effectiveness and Heat Transfer Distribution on a Gas Turbine Airfoil
ASME 98-GT-20 (1998)
- [29] Duden, A.
Strömungsbeeinflussung zur Reduzierung der Sekundärströmungen in Turbinengittern
Dissertation, Universität der Bundeswehr München, (1999)
- [30] Ekkad, S. V., Han, J. C., Du., H.
Detailed Film Cooling Measurements on a Cylindrical Leading Edge Model: Effect of Free-Stream Turbulence and Coolant Density
ASME 97-GT-81 (1997)
- [31] Fearn, R., Weston, R. P.
Vorticity Associated with a Jet in a Cross Flow
AIAA Journal Vol. 12 No. 12 (1974)
- [32] Findlay, M. J., He P., Salcudean, M., Gartshore, I. S.
A Row of Streamwise-Inclined Jets in a Crossflow: Measurements and Calculations
ASME 96-GT-167 (1996)

[33] Folayan, C. O., Whitelaw, J. H.
The Effectiveness of Two Dimensional Film Cooling over Curved Surfaces
ASME 76-HT-31 (1976)

[34] Forghan, F.
Leading Edge Turbine Blade Film Cooling in a Transonic Blade Cascade
Northeastern University, Boston Massachusetts, USA (1997)

[35] Fottner, L., Lichtfuß H.-J.
Anwendung neuer Entwurfskonzepte auf Profile für axiale Turbomaschinen; Teil II: Optimale Geschwindigkeitsverteilungen für die Auslegung von Verdichter- und Turbinengittern
Abschlußbericht des Programms „Zukunftstechnik-Luftfahrt“ MTU 4.14-2 (1978)

[36] Ganzert, W., Fottner, L.
WINPANDA - An Enhanced PC-Based Data Acquisition System for Wake and Profile Pressure Distribution Measurements at the High-Speed Cascade Wind Tunnel
13th Symposium on Measuring Techniques in Transonic and Supersonic Flows in Cascades and Turbomachines, Zürich, Schweiz (1996)

[37] Ganzert, W., Fottner, L.
Set-up of a Heat Transfer Coefficient Measurement System at the High-Speed Cascade Wind Tunnel
Eurotherm Seminar No. 55, Heat Transfer in Single Phase Flows 5, Mechanical Engineering Dept., National Technical University of Athens, Griechenland (1997)

[38] Ganzert, W., Fottner, L.
Aerodynamische Optimierung der Kühlluft-Ausblasekonfigurationen fortschrittlicher Turbinenbeschaukelungen
Abschlußbericht über das Forschungsvorhaben FVV-Nr. 066520 (AIF-Nr. 10686), FVV-Informationstagung Turbinen (1998)

[39] Ganzert, W., Fottner, L.
Untersuchungen des Wärmeübergangs an einem filmgekühlten Turbinengitter im Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal
Deutsche Gesellschaft für Luft und Raumfahrt – Hermann-Oberth Otto-Lilienthal Jahrestagung Bremen (1998)

- [40] Giebert, D., Gritsch, M., Schulz, A., Wittig, S.
Film-Cooling from Holes with Expanded Exits: A Comparison of Computational Results with Experiments
ASME 97-GT-163 (1997)
- [41] Goldstein, R. J., Eckert, E. R. G., Ito, S.
Film Cooling in a Vane Turbine Cascade
University of Minnesota, Minneapolis, USA (1976)
- [42] Gritsch, M.
Experimentelle und numerische Untersuchungen zum aerothermischen Verhalten nicht-zylindrischer Filmkühlungsbohrungen
Dissertation, Universität Karlsruhe (1998)
- [43] Gritsch, M., Schulz, A., Wittig, S.
Heat Transfer Coefficient Measurements of Film Cooling Holes with Expanded Exits
ASME 98-GT-28 (1998)
- [44] Gritsch, M., Saumweber, C., Schulz, A., Wittig, S.
Effect of Internal Coolant Crossflow Orientation of Shaped Film Cooling Holes
ASME 99-GT-040 (1999)
- [45] Guo, S. M., Jones, T. V., Lock, G. D., Dancer, S. N.
Computational Prediction of Heat Transfer to Gas Turbine Nozzle Guide Vanes with Roughened Surfaces
ASME 96-GT-388 (1996)
- [46] Haas, W., Rodi, W., Schönung, B.
Filmkühlung von Turbinenschaufeln durch Ausblasung aus einer Lochreihe
Zeitschrift für Flugwissenschaften und Weltraumforschung Nr. 12, S. 159-172, (1988)
- [47] Haas, W., Rodi, W., Schönung, B.
The Influence of Density Between Hot and Collant Gas Flow by a Row of Holes
ASME 91-GT-255 (1991)
- [48] Haller, B.
The Effect of Film Cooling upon the Aerodynamic Performance of Transonic Turbine Blades
Ph. D. Thesis, University of Cambridge (1980)

[49] Hartsel J.E.
Prediction of Effects of Mass-Transfer Cooling on the Blade-Row Efficiency of Turbine Airfoils
AIAA 72-11 (1972)

[50] Haven, B. A., Yamagata, D. K., Kurosaka, M., Yamawaki, S., Maya, T.
Anti-Kidney Pair of Vortices in Shaped Holes and Their Influence on Film Cooling Effectiveness
ASME 97-GT-45 (1997)

[51] Hay, N., Lampard, D.
Discharge Coefficient of Turbine Cooling Holes: A Review
ASME 96-GT-492 (1996)

[52] Hildebrandt, T.
Weiterentwicklung von 3D-Navier-Stokes-Strömungsrechenverfahren zur Anwendung in hochbelasteten Verdichter- und Turbinengittern
Dissertation, Universität der Bundeswehr München (1998)

[53] Hippensteele, S. A., Russell, L. M., Stepka, F. S.
Evaluation of a Methode for Heat Transfer Measurements and Thermal Visualization Using a Composite of a Heater Element and Liquid Crystals
ASME 81-GT-93 (1981)

[54] Hoffmann, M.
Untersuchungen der Gittercharakteristik und des Wärmeübergangs am filmgekühlten Turbinengitter T106 mit Hilfe der Flüssigkristall-Meßtechnik im Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal
Studienarbeit Nr. 98/4.8,
Institut für Strahlantriebe, Universität der Bundeswehr München (1998)

[55] Hoffs, A., Drost, U., Bölc, A.
Heat Transfer Measurements on a Turbine Airfoil at Various Reynolds Numbers and Turbulence Intensities Including Effects of Roughness
ASME 96-GT-169 (1996)

[56] Horton, F. G., Schultz, D. L., Forest, A. E.
Heat Transfer Measurements with Film Cooling on a Turbine Blade Profile in a Cascade
ASME 85-GT-117 (1985)

[57] Hyams, D. G., McGovern, K. T., Leylek, J. H.
Effects of Geometry on Slot-Jet Film Cooling Performance
ASME 96-GT-187 (1996)

[58] Hyams, D. G., Leylek, J. H.
A Detailed Analysis of Film Cooling Physics: Part III - Streamwise Injection with Shaped Holes
ASME 97-GT-271 (1997)

[59] Irmisch, S.
Berechnung der 2D-Schaufelgitterströmung unter Berücksichtigung der Filmkühlung
Zeitschrift für Flugwissenschaften und Weltraumforschung, Nr. 17, S. 203-210 (1993)

[60] Ito, S., Eckert, E. R. G., Goldstein, R. J.
Aerodynamic Loss in a Gas Turbine Stage with Film Cooling
ASME Transaction Vol. 102 (1980)

[61] Johnston, C. A., Bogard, D. G., McWaters, M. A.
Highly Turbulent Mainstream Effects on Film Cooling of a Simulated Airfoil Leading Edge
ASME 99-GT-261 (1999)

[62] Kaszeta, R. W., Simon, T. W., Oke, R. A., Burd, S. W.
Flow Measurements in Film Cooling Flows with Lateral Injection
ASME 98-GT-54 (1998)

[63] Kiock, R.
Untersuchungen am Turbinengitter T103 in inkompressibler Unterschallströmung, Teil II; Ergebnisse mit Kühlluftausblasung, Anhang A VIII
IB151-78/20, Institut für Entwurfsaerodynamik, DFVLR, Braunschweig (1978)

[64] Kiock, R., Hoheisel, H., Dietrichs, H.-J., Holmes, A.T.
The Boundary Layer Behaviour of an Advanced Gas Turbine Rotor Blade under the Influence of Simulated Film Cooling
AGARD-CP-390 (1985)

[65] Köllen, O.
Experimentelle und theoretische Analyse der aerodynamischen Verluste in filmgekühlten Turbinenleitschaufeln
Dissertation, RWTH Aachen (1986)

- [66] Ko, S.-Y., Xu, J.-Z., Yao, Y. -Q., Tsou, F.-K.
Film Cooling Effectiveness and Turbulence Distribution of Discrete Holes on a Convex Surface
International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 27, No. 9, S. 1551-1557, (1984)
- [67] Kohli, A., Thole, K. A.
Entrance Effects on Diffused Film-Cooling Holes
ASME 98-GT-402 (1998)
- [68] Kohli, A., Bogard D. G.
Effects of Hole Shape on Film Cooling with Large Angle Injection
ASME 99-GT-165 (1999)
- [69] Kruse, H., Metzinger, H.
Der Einfluß der Belochungsgeometrie auf die Filmkühlungswirkung einer Lochreihe
DFVLR IB-325-9-84 (1984)
- [70] Kruse, H.
Boundary Layer Calculations of an Effusion Cooled Turbine Blade
(1985)
- [71] Kruse, H.
Effects of Hole Geometry, Wall Curvature and Pressure Gradient on Film Cooling Downstream of a Single Row
AGARD-CP-390 (1985)
- [72] Kubo, R., Otomo, F., Fukuyama, Y., Nakata, Y.
Aerodynamic Loss Increase Due to Individual Film Cooling Injections from a Gas Turbine Nozzle Surface
ASME 98-GT-497 (1998)
- [73] Ladwig, M.
Experimentelle Untersuchungen zum Einfluß einer inhomogenen Zuströmung auf die Entwicklung des Strömungsfelds in Turbinenschaufelgittern
Dissertation, Universität der Bundeswehr München (1991)
- [74] Langowsky, C.
The Influence of Film Cooling on the Secondary Flow in a Turbine Stator – An Experimental and Numerical Investigation
AIAA Paper 95-3040 (1995)

[75] Langowsky, C.
Wechselwirkung von Sekundärströmung und Kühlluft in filmgekühlten Turbinenstatoren
Forschungsbericht DLR 97-50 (1997)

[76] Manickham, M. D., Murugesan, K.
Effect of Discrete Hole Film Injection on the Aerodynamic Performance of a Turbine Cascade
AIAA Paper 89-7040 (1989)

[77] McFarland, E.R.
An Investigation of the Aerodynamic Performance of Film-Cooled Turbine Blades
Ph. D. Thesis, Department of Aerospace Engineering, University of Cincinnati (1976)

[78] McGrath, E. L., Leylek, J. H.
Physics of Hot Crossflow Ingestion in Film Cooling
ASME 98-GT-191 (1998)

[79] McGovern, K. T., Leylek, J. H.
A Detailed Analysis of Film Cooling Physics: Part II - Compound-Angle Injection with Cylindrical Holes
ASME 97-GT-270 (1997)

[80] Metzger, D. E., Fletcher, D. D.
Evaluation of Heat Transfer for Film-Cooled Turbine Components
Journal of Aircraft, Vol 8, S. 33-38, (1971)

[81] Moses, H. L., Kiss, T., Bertsch, R.
Aerodynamic Losses Due to Pressure Side Coolant Ejection in a Transonic Turbine Cascade
AIAA-91-2032 (1991)

[82] NUMECA
Fine Manual - Version 3
NUMECA International S.A., Brüssel, Belgien (1997)

[83] Osnaghi, C., Peridichizzi, A., Savini, M., Harasgama, P., Lutum, E.
The Influence of Film Cooling on the Aerodynamic Performance of a Turbine Nozzle Guide Vane
ASME 97-GT-522 (1997)

- [84] Pappu, K.R., Schobeiri, M.T.
Optimization of Trailing Edge Mixing Losses: A Theoretical and Experimental Study
ASME 97-GT-523 (1997)
- [85] Peña L. F.
Aerodynamic Aspects of Film Cooling
Dissertation, Faculté de Sciences Appliquées, Université Catholique de Louvain (1992)
- [86] Rowburry, D. A., Oldfield, M. L. G., Lock, G. D.
Engine Representative Discharge Coefficients Measured in an Annular Nozzle Guide Vane Cascade
ASME 97-GT-99 (1997)
- [87] Rowburry, D. A., Oldfield, M. L. G., Lock, G. D., Dancer, S. N.
Scaling of Film Cooling Discharge Coefficient Measurements to Engine Conditions
ASME 98-GT-79 (1998)
- [88] Schlichting, H.
Grenzschicht-Theorie
Verlag G. Braun, Karlsruhe, 8. Auflage (1982)
- [89] Schmidt, D. L., Bogard, D. G.
Effects of Free-Stream Turbulence and Surface Roughness on Film Cooling
ASME 96-GT-462 (1996)
- [90] Scholz, N., Hopkes, U.
Der Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal der Deutschen Forschungsanstalt für Luftfahrt in Braunschweig
Forschung im Ingenieurwesen, Band 25, Nr. 5, (1959)
- [91] Schulte, V., Hodson, H. P.
Unsteady Wake-Induced Boundary Layer Transition in High Lift LP Turbines
ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 120, pp. 28-35, (1998)
- [92] Seager, D. J., Liburdy, J. A.
Film Cooling Heat Transfer: Shaped and Compound Hole Injection
ASME 98-GT-134 (1998)

[93] Sen, B., Schmidt, D. L., Bogard, D. G.
Film Cooling with Compound Angle Holes
ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 118, S. 800-806 (1996)

[94] Sgarzi, O., Leboeuf, F.
Analysis of Vortices in Three Dimensional Jets Introduced in a Cross-Flow Boundary Layer
ASME 97-GT-517 (1997)

[95] Sturm, W., Fottner, L.
The High-Speed Cascade Wind Tunnel of the German Armed Forces University
Proc. 8th Symposium on Measuring Techniques for Transonic Flows in Cascades and Turbomachines, Genua, Italien, (1985)

[96] Sturm, W.
Theoretische und experimentelle Untersuchungen zum Einsatz der Ausblasung als Mittel zur aktiven Beeinflussung der Profilgrenzschicht in hochbelasteten Verdichtergittern
Dissertation, Universität der Bundeswehr München (1988)

[97] Thole, K., Gritsch, M., Schulz, A., Wittig, S.
Flowfield Measurements for Film-Cooling with Expanded Exits
ASME 96-GT-174 (1996)

[98] Urban, M. F., Hermeier, J., Hosenfeld, H.-G.
Experimental and Numerical Investigations of Film-Cooling Effects on the Aerodynamic Performance of Transonic Turbine Blades
ASME 98-GT-546 (1998)

[99] Velazquez, M.
Untersuchungen zur aerodynamischen Simulation der Filmkühlung von Gasturbinenschaufeln
Dissertation, Universität Hannover (1988)

[100] Vogel, D. T.
Navier-Stokes Calculation of Turbine Flows with Heat Transfer and Film Cooling
ICAS-Paper 94-253, AIAA Conference (1994)

- [101] Vogel, D. T.
Numerische Untersuchung des Mischungsverhaltens von Filmkühlungsstrahlen in Turbinenströmungen
Dissertation, Ruhr-Universität Bochum
Forschungsbericht DLR 96-35 (1996)
- [102] Walters, D. K., Leylek, J. H.
A Detailed Analysis of Film Cooling Physics: Part I - Streamwise Injection with Cylindrical Holes
ASME 97-GT-269 (1997)
- [103] Weiß, A. P.
Der Einfluß der Profilgeometrie auf die Entwicklung der Sekundärströmung in Turbinengittern
Dissertation, Universität der Bundeswehr München (1993)
- [104] Wilfert, G., Ladwig, M., Fottner, L.
PANDA- A New Data Acquisition System for Wake and Profile Pressure Distribution Measurement at the High-Speed Cascade Wind Tunnel
10th Symposium on Measuring Techniques for Transonic Flows in Cascades and Turbomachines, Brüssel, Belgien (1990)
- [105] Wilfert, G.
Experimentelle und numerische Untersuchungen der Mischungsvorgänge zwischen Kühlfilmen und Gitterströmung an einem hochbelasteten Turbinengitter
Dissertation, Universität der Bundeswehr München
FVV-Abschlußbericht, Vorhaben Nr. 520 und Nr. 594, Heft 573 (1994)
- [106] Wilfert, G., Wolff, S.
Influence of Internal Flow on Film Cooling Effectiveness
ASME 99-GT-258 (1999)
- [107] Wolff, S.
Konzeption, Programmierung und Erprobung eines PC-gesteuerten Meßsystems zur Aufnahme und Auswertung von 1-D und 3-D-Hitzdraht-Signalen am Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal als Ersatz des HP-Systems
Institutsbericht LRT-WE12-99/09,
Institut für Strahlantriebe, Universität der Bundeswehr München (1999)

[108] Wunderwald, D.
Untersuchungen der Turbulenzstrukturen in hochbelasteten Verdichter- und Turbinengittern
Dissertation, Universität der Bundeswehr München (1995)

[109] Yamamoto, A., Kondo, Y., Murao, R.
Cooling-Air Injection into Secondary Flow and Loss Fields within a Linear Turbine Cascade
ASME 90-GT-141 (1990)

[110] York, W. D., Leylek, J. H.
Numerical Prediction of Mainstream Pressure Gradient Effects in Film Cooling
ASME 99-GT-166 (1999)

[111] Yu, Y., Yen, C.-H., Shih, T. I.-P., Chyu, M. K.
Film Cooling Effectiveness and Heat Transfer Coefficient Distributions Around Diffusion Shaped Holes
ASME 99-GT-34 (1999)

10 Liste der Tabellen und Abbildungen

Tab. 3.1: Profilkordinaten des Turbinengitters T106-300
Tab. 3.2: Lage der Profildruckverteilungsbohrungen des Turbinengitters T106-300-1 im Bitangentensystem
Tab. 3.3: Lage der Profildruckverteilungsbohrungen des Turbinengitters T106-300-2 im Bitangentensystem
Tab. 3.4: Lage der Profildruckverteilungsbohrungen des Turbinengitters T106-300-3 und T106-300-4 im Bitangentensystem
Tab. 3.5: Lage der Profildruckverteilungsbohrungen des Turbinengitters T106-300-5 im Bitangentensystem
Tab. 4.1: Meßprogramm für die Turbinengitter T106-300-1 bis T106-300-5

Abb. 1.1: Ansicht einer filmgekühlten Turbinenschaufel (Quelle: Siemens KWU)
Abb. 2.1: Entwicklung des isentropen Turbinenwirkungsgrades mit und ohne Filmkühlung, nach [12]
Abb. 2.2: Meßschaufel und Ausblasekonfiguration der Turbinengitter AGTB-B1 und AGTB-B2, nach [3]
Abb. 2.3: Totaldruckverlustbeiwerte im Mittelschnitt des Nachlaufs der Turbinengitter AGTB-B1 und AGTB-B2 bei verschiedenen Ausblaseraten, nach [3]
Abb. 2.4: Integrale Totaldruckverlustbeiwerte im Mittelschnitt des Nachlaufs der Turbinengitter AGTB-B1 und AGTB-B2, nach [3]
Abb. 2.5: Relative isentrope Profil-Mach-Zahl im Bereich der Ausblasebohrungen der Turbinengitter AGTB-B1 und AGTB-B2, nach [3]
Abb. 2.6: Nachlaufdelle des primären lokalen Totaldruckverlusts mit Luft-Ausblasung auf der Druck- und Saugseite bei verschiedenen Massenstromverhältnissen, nach [60]
Abb. 2.7: Meßschaufel zur Untersuchung des Einflusses der Druckseitenausblasung im Hinterkantenzonenbereich einer transonischen Turbinenschaufel, nach [81]
Abb. 2.8: Integrale Verlustbeiwerte für verschiedene Ausblaseraten, nach [105]
Abb. 2.9: Normierte Kinetische-Energieverlustkoeffizienten bei Hinterkanten-Schlitzausblasung mit verschiedenen Massenstrom- (a) und Impulsraten (b) und variabler Schlitzbreite (c), nach [84]
Abb. 2.10: Strömungsbild in Wandnähe im Ausblasungsbereich, nach [70]
Abb. 2.11: Anti-Kidney-Vortex bei konturierten Bohrungen, nach [50]

Abb. 2.12: Überblick über die Wirbelstrukturen der Filmkühlung im Bohrungsnahbereich, nach [101]

Abb. 2.13: Darstellung der Ablösung beim Einströmen aus dem Schaufelinnenraum in die Bohrung anhand von Geschwindigkeitsvektoren, nach [57]

Abb. 2.14: Normierte Geschwindigkeitsbeträge am Bohrungsaustritt für verschiedene Hauptströmungsgeschwindigkeiten; kurze Bohrung, Plenumsspeisung ohne Innenströmung, nach [21]

Abb. 2.15: Ansicht der untersuchten Bohrungsgeometrien: Zylindrisch (oben), fan-shaped (Mitte), fan-shaped mit laid-back (unten), nach [42]

Abb. 2.16: Auswirkungen von Fan-Shape und Laid-Back Bohrungskonturierungen auf den Wärmeübergang, $M=1.0$, nach [111]

Abb. 2.17: Einfluß des Laid-Back-Winkels auf die lateral gemittelte Filmkühleffektivität, nach [68]

Abb. 2.18: Strömungsvektoren im Mittelschnitt einer divergenten Bohrung mit einer Plenumsströmung quer zur Bohrungsrichtung, $M=2$, nach [67]

Abb. 2.19: Mindestlänge des zylindrischen Abschnitts zum Wiederanlegen der Strömung nach deren Ablösung beim Einströmen in die konturierte Bohrung

Abb. 2.20: Vergleich der Filmkühleffektivität bei Vorderkantenausblasung in laminare und turbulente Grenzschichten, nach [28]

Abb. 2.21: Verlauf des Ausflußkoeffizienten aufgetragen über dem Druckverhältnis in Abhängigkeit der Ausblaseposition, nach [86]

Abb. 2.22: Saugseitige Rotation in der Meßebene $\Delta s/l=0.05$ der Turbinengitter AGTB-B1 (ohne lat. Anstellung der B.) und AGTB-B2 (mit lat. Anstellung der B.), nach [3]

Abb. 2.23: Vergleich des Einflusses des lateralen Anstellwinkels ϕ bei zylindrischen (oben) und divergenten (unten) Bohrungen auf die Filmkühleffektivität, nach [92]

Abb. 2.24: Einfluß der lateralen Anstellung auf den Wärmeübergangskoeffizienten h und die Filmkühleffektivität η bei divergenten Bohrungen bezogen auf den Fall ohne Ausblasung (Index 0), nach [24]

Abb. 2.25: Wirkung der Oberflächenkrümmung auf den Strahlverlauf bei Filmkühlungsausblasung dargestellt an verschiedenen Positionen stromab der Bohrung, $M=1.5$, nach [10]

Abb. 2.26: Einfluß des Druckgradienten auf die Strahlentwicklung (Wirbel- und Temperaturfeld) bei Ausblasung aus zylindrischen Bohrungen über einer ebenen Platte, nach [110]

Abb. 2.27: Charakteristische aerodynamische Strömungsphänomene und zugeordnete Wärmeübergangseffekte, nach [5]

- Abb. 3.1: Geometrie und Auslegungsdaten des Turbinengitters T106-300
- Abb. 3.2: Definition der Bemaßungsgrößen von konturierten Filmkühlungsbohrungen
- Abb. 3.3: Querschnitt der Meßschaufel des Turbinengitters T106-300-0, nach [102]
- Abb. 3.4: Modellteilung aller Versuchsträger des Gitters T106-300
- Abb. 3.5: Querschnitt der Meßschaufel des Turbinengitters T106-300-1
- Abb. 3.6: Querschnitt der Meßschaufel des Turbinengitters T106-300-2
- Abb. 3.7: Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal HGK
- Abb. 3.8: Grundriß der Sekundärluftversorgung der Komponentenversuchsanlage
- Abb. 3.9: Einbau des Turbinengitters T106-300 in die Meßstrecke des HGK
- Abb. 3.10: Kontrollflächen der Nachlaufmessung
- Abb. 3.11: Lage der Profildruckverteilungsbohrungen auf der Druckseite des Turbinengitters T106-300-x
- Abb. 3.12: Lage der Profildruckverteilungsbohrungen auf der Saugseite des Turbinengitters T106-300-1
- Abb. 3.13: Lage der Profildruckverteilungsbohrungen auf der Saugseite des Turbinengitters T106-300-2
- Abb. 3.14: Lage der Profildruckverteilungsbohrungen auf der Saugseite des Turbinengitters T106-300-3
- Abb. 3.15: Lage der Profildruckverteilungsbohrungen auf der Saugseite des Turbinengitters T106-300-4
- Abb. 3.16: Lage der Profildruckverteilungsbohrungen auf der Saugseite des Turbinengitters T106-300-5
- Abb. 3.17: Aufbau einer 3D Subminiaturs-Hitzdrahtsonde
- Abb. 3.18: Aufbau der PC basierten 3D Hitzdraht-Anemometrie
- Abb. 3.19: Querschnitt durch die Flüssigkristallfolie und die elektrische Heizfolie
- Abb. 3.20: Prinzipieller Aufbau zur Messung des Wärmeübergangskoeffizienten
- Abb. 3.21: Lage der Videokamera zur Aufnahme der Isothermenbilder
- Abb. 3.22: Ausschnitt der mäanderförmigen Leiterbahn aus der Heizfolie (T106-300-1)
- Abb. 3.23: Einbau der Kontroll-Temperaturmeßstellen in den Versuchsträger
- Abb. 3.24: WAERME – Hauptfenster des Windows-Programms zur Messung des Wärmeübergangs an filmgekühlten Turbinenschaufeln
- Abb. 3.25: Schritte bei der Erstellung des Gesamtfälschfarbenbildes
- Abb. 3.26: Ablauf bei der Bestimmung des lateral gemittelten Wärmeübergangs
- Abb. 4.1: Koordinatensysteme der Strömungs- und Wärmeübergangsmessungen
- Abb. 4.2: Verlauf der Totaldruckverlustbeiwerte im Mittelschnitt der Turbinengitter T106-300-0 (aus [102]) und T106-300-1 für verschiedene Ausblaseraten

Abb. 4.3: Integrale Totaldruckverlustbeiwerte ω und Kinetische-Energieverlustbeiwerte ξ der Turbinengitter T106-300-0 (aus Wilfert [102]) und T106-300-1 für verschiedene Ausblasraten

Abb. 4.4: Vergleich des dimensionslosen Profildruckbeiwerts c_{p2h} für die Turbinengitter T106-300-0 und T106-300-1 im Mittelschnitt für verschiedene Ausblasraten

Abb. 4.5: Flächenverteilung des Differenz-Profildruckbeiwerts Δc_{p2h} am Turbinengitter T106-300-1 im Bohrungsnahfeld bei $M=1.2$

Abb. 4.6: Zweidimensionale Verteilung des lokalen Wärmeübergangskoeffizienten α am Turbinengitter T106-300-1 bei verschiedenen Ausblasraten (o. I.: ohne Info)

Abb. 4.7: Laterale Verschiebung des Spitzenwertes von α bei $M=2.2$, T106-300-1

Abb. 4.8: Verlauf des lateral ausgewerteten Wärmeübergangskoeffizienten in Strömungsrichtung am Turbinengitter T106-300-1 für $M=0.0$ (offene Bohrungen)

Abb. 4.9: Verlauf des lateral ausgewerteten Wärmeübergangskoeffizienten und des Homogenitätsfaktors in Strömungsrichtung am Turbinengitter T106-300-1 für $M=1.2$

Abb. 4.10: Verlauf des lateral ausgewerteten Wärmeübergangskoeffizienten und des Homogenitätsfaktors in Strömungsrichtung am Turbinengitter T106-300-1 für $M=2.2$

Abb. 4.11: Verlauf der Totaldruckverlustbeiwerte im Mittelschnitt des Turbinengitters T106-300-2 für verschiedene Ausblasraten

Abb. 4.12: Integrale Totaldruckverlustbeiwerte ω und Kinetische-Energieverlustbeiwerte ξ des Turbinengitters T106-300-2 für verschiedene Ausblasraten

Abb. 4.13: Verlauf des Profildruckbeiwerts c_{p2h} im Ausblasebereich für $z_H/t_H=0.0$ und $z_H/t_H=0.5$ bei Variation der Ausblasrate am Turbinengitter T106-300-2

Abb. 4.14: Flächenverteilung des Differenz-Profildruckbeiwerts Δc_{p2h} am Turbinengitter T106-300-2 im Bohrungsnahfeld

Abb. 4.15: Detailvergrößerung der Ölanstrichbilder mit der wandnahen Strömung im Ausblasebereich des Turbinengitters T106-300-2 bei verschiedenen Ausblasraten

Abb. 4.16: Vergleich der Ausdehnung des Hufeisenwirbels vor den Ausblasestrahlen des Turbinengitters T106-300-2 für niedrige und hohe Ausblasraten

Abb. 4.17: Detailvergrößerung des Totwassergebiets im Nachlauf des Ausblasestrahls des Turbinengitters T106-300-2, $M=1.0$

Abb. 4.18: Querströmungsgeschwindigkeiten v und w (senkrecht und lateral zur Profiloberfläche) für $M=1.0$, T106-300-2

Abb. 4.19: Querströmungsgeschwindigkeiten v und w (senkrecht und lateral zur Profiloberfläche) für $M=2.0$, T106-300-2

Abb. 4.20: Rotationsverteilung für $M=1.0$, T106-300-2

Abb. 4.21: Rotationsverteilung für $M=2.0$, T106-300-2

Abb. 4.22: Hauptstromturbulenzgrad Tu_H für $M=1.0$, T106-300-2

Abb. 4.23: Hauptstromturbulenzgrad Tu_H für $M=2.0$, T106-300-2

Abb. 4.24: Turbulenzgrad Tu_U in Hauptströmungsrichtung für $M=1.0$, T106-300-2

Abb. 4.25: Turbulenzgrad Tu_U in Hauptströmungsrichtung für $M=2.0$, T106-300-2

Abb. 4.26: Turbulenzgrad Tu_V in Profilnormalenrichtung für $M=1.0$, T106-300-2

Abb. 4.27: Turbulenzgrad Tu_V in Profilnormalenrichtung für $M=2.0$, T106-300-2

Abb. 4.28: Turbulenzgrad Tu_W in Lateralrichtung für $M=1.0$, T106-300-2

Abb. 4.29: Turbulenzgrad Tu_W in Lateralrichtung für $M=2.0$, T106-300-2

Abb. 4.30: Zweidimensionale Verteilung des lokalen Wärmeübergangskoeffizienten α am Turbinengitter T106-300-2 bei verschiedenen Ausblaseraten

Abb. 4.31: Verlauf des lateral ausgewerteten Wärmeübergangskoeffizienten in Strömungsrichtung am Turbinengitter T106-300-2 für $M=0.5$

Abb. 4.32: Verlauf des lateral ausgewerteten Wärmeübergangskoeffizienten in Strömungsrichtung am Turbinengitter T106-300-2 für $M=1.0$

Abb. 4.33: Verlauf des lateral ausgewerteten Wärmeübergangskoeffizienten in Strömungsrichtung am Turbinengitter T106-300-2 für $M=1.5$

Abb. 4.34: Verlauf des lateral ausgewerteten Wärmeübergangskoeffizienten in Strömungsrichtung am Turbinengitter T106-300-2 für $M=2.0$

Abb. 4.35: Verlauf der Totaldruckverlustbeiwerte im Mittelschnitt des Turbinengitters T106-300-3 für verschiedene Ausblaseraten

Abb. 4.36: Integrale Totaldruckverlustbeiwerte ω und Kinetische-Energieverlustbeiwerte ξ des Turbinengitters T106-300-3 für verschiedene Ausblaseraten

Abb. 4.37: Verlauf des Profildruckbeiwerts c_{p2th} im Ausblasebereich für $z_H/t_H=0.0$ und $z_H/t_H=0.5$ bei Variation der Ausblaserate am Turbinengitter T106-300-3

Abb. 4.38: Flächenverteilung des Differenz-Profildruckbeiwerts Δc_{p2th} am Turbinengitter T106-300-3 im Bohrungsnahfeld

Abb. 4.39: Ölstrichbilder mit dem wandnahen Strömungsverlauf auf der Saugseite des Turbinengitters T106-300-3 bei verschiedenen Ausblaseraten

Abb. 4.40: Vergleich der wandnahen Strömung im Ausblasebereich des Turbinengitters T106-300-3 bei $M=0.5$ und $M=2.0$

Abb. 4.41: Zweidimensionale Verteilung des lokalen Wärmeübergangskoeffizienten α am Turbinengitter T106-300-3 bei verschiedenen Ausblaseraten

Abb. 4.42: Verlauf des lateral ausgewerteten Wärmeübergangskoeffizienten in Strömungsrichtung am Turbinengitter T106-300-3 für $M=0.5$

Abb. 4.43: Verlauf des lateral ausgewerteten Wärmeübergangskoeffizienten in Strömungsrichtung am Turbinengitter T106-300-3 für $M=1.0$

Abb. 4.44: Verlauf des lateral ausgewerteten Wärmeübergangskoeffizienten in Strömungsrichtung am Turbinengitter T106-300-3 für $M=1.5$

Abb. 4.45: Verlauf des lateral ausgewerteten Wärmeübergangskoeffizienten in Strömungsrichtung am Turbinengitter T106-300-3 für $M=2.0$

Abb. 4.46: Verlauf der Totaldruckverlustbeiwerte im Mittelschnitt des Turbinengitters T106-300-4 für verschiedene Ausblasraten

Abb. 4.47: Integrale Totaldruckverlustbeiwerte ω und Kinetische-Energieverlustbeiwerte ξ des Turbinengitters T106-300-4 für verschiedene Ausblasraten

Abb. 4.48: Verlauf des Profildruckbeiwerts c_{p2h} im Ausblasebereich für $z_H/t_H=0.0$ und $z_H/t_H=0.5$ bei Variation der Ausblasrate am Turbinengitter T106-300-4

Abb. 4.49: Flächenverteilung des Differenz-Profildruckbeiwerts Δc_{p2h} am Turbinengitter T106-300-4 im Bohrungsnahfeld

Abb. 4.50: Erläuterung der Strömungsverläufe im Bohrungsnahbereich der Turbinengitter T106-300-3 und T106-300-4 bei niedrigen und mittleren Ausblasraten ($M \leq 1.5$)

Abb. 4.51: Ablösung des Ausblasestrahls in der Bohrung an der Laid-Back-Kante für $M=2.0$ am Turbinengitter T106-300-4

Abb. 4.52: Ölanstrichbilder mit Strömungsverlauf in Wandnähe auf der Saugseite des Turbinengitters T106-300-4 bei verschiedenen Ausblasraten

Abb. 4.53: Detailvergrößerungen der Ölanstrichbilder mit dem Strömungsverlauf im Bohrungsbereich, T106-300-4, $M=1.5$ und $M=2.0$

Abb. 4.54: Querströmungsgeschwindigkeiten v und w (senkrecht und lateral zur Profiloberfläche) für $M=1.0$, T106-300-4

Abb. 4.55: Querströmungsgeschwindigkeiten v und w (senkrecht und lateral zur Profiloberfläche) für $M=2.0$, T106-300-4

Abb. 4.56: Rotationsverteilung für $M=1.0$, T106-300-4

Abb. 4.57: Rotationsverteilung für $M=2.0$, T106-300-4

Abb. 4.58: Hauptstromturbulenzgrad Tu_H für $M=1.0$, T106-300-4

Abb. 4.59: Hauptstromturbulenzgrad Tu_H für $M=2.0$, T106-300-4

Abb. 4.60: Turbulenzgrad Tu_U in Hauptströmungsrichtung für $M=1.0$, T106-300-4

Abb. 4.61: Turbulenzgrad Tu_U in Hauptströmungsrichtung für $M=2.0$, T106-300-4

Abb. 4.62: Turbulenzgrad Tu_V in Profilnormalenrichtung für $M=1.0$, T106-300-4

Abb. 4.63: Turbulenzgrad Tu_V in Profilnormalenrichtung für $M=2.0$, T106-300-4

Abb. 4.64: Turbulenzgrad Tu_W in Lateralrichtung für $M=1.0$, T106-300-4

Abb. 4.65: Turbulenzgrad Tu_w in Lateralrichtung für $M=2.0$, T106-300-4

Abb. 4.66: Zweidimensionale Verteilung des lokalen Wärmeübergangskoeffizienten α am Turbinengitter T106-300-4 bei verschiedenen Ausblaseraten

Abb. 4.67: Verlauf des lateral ausgewerteten Wärmeübergangskoeffizienten in Strömungsrichtung am Turbinengitter T106-300-4 für $M=0.5$

Abb. 4.68: Verlauf des lateral ausgewerteten Wärmeübergangskoeffizienten in Strömungsrichtung am Turbinengitter T106-300-4 für $M=1.0$

Abb. 4.69: Verlauf des lateral ausgewerteten Wärmeübergangskoeffizienten in Strömungsrichtung am Turbinengitter T106-300-4 für $M=1.5$

Abb. 4.70: Verlauf des lateral ausgewerteten Wärmeübergangskoeffizienten in Strömungsrichtung am Turbinengitter T106-300-4 für $M=2.0$

Abb. 4.71: Verlauf der Totaldruckverlustbeiwerte im Mittelschnitt der Turbinengitter T106-300-5 für verschiedene Ausblaseraten

Abb. 4.72: Integrale Totaldruckverlustbeiwerte ω und Kinetische-Energieverlustbeiwerte ξ des Turbinengitters T106-300-5 für verschiedene Ausblaseraten

Abb. 4.73: Verlauf des Profildruckbeiwerts c_{p2h} im Ausblasebereich bei Variation der Ausblaserate am Turbinengitter T106-300-5

Abb. 4.74: Flächenverteilung des Differenz-Profildruckbeiwerts Δc_{p2h} am Turbinengitter T106-300-5 im Bohrungsnahfeld

Abb. 4.75: Detailvergrößerung der Ölstrichbilder mit der Wandströmung im Bohrungsnahfeld für verschiedene Ausblaseraten, T106-300-5

Abb. 4.76: Querströmungsgeschwindigkeiten v und w (senkrecht und lateral zur Profiloberfläche) für $M=1.0$, T106-300-5

Abb. 4.77: Querströmungsgeschwindigkeiten v und w (senkrecht und lateral zur Profiloberfläche) für $M=2.0$, T106-300-5

Abb. 4.78: Rotationsverteilung für $M=1.0$, T106-300-5

Abb. 4.79: Rotationsverteilung für $M=2.0$, T106-300-5

Abb. 4.80: Hauptstromturbulenzgrad Tu_H für $M=1.0$, T106-300-5

Abb. 4.81: Hauptstromturbulenzgrad Tu_H für $M=2.0$, T106-300-5

Abb. 4.82: Turbulenzgrad Tu_U in Hauptströmungsrichtung für $M=1.0$, T106-300-5

Abb. 4.83: Turbulenzgrad Tu_U in Hauptströmungsrichtung für $M=2.0$, T106-300-5

Abb. 4.84: Turbulenzgrad Tu_V in Profilnormalenrichtung für $M=1.0$, T106-300-5

Abb. 4.85: Turbulenzgrad Tu_V in Profilnormalenrichtung für $M=2.0$, T106-300-5

Abb. 4.86: Turbulenzgrad Tu_W in Lateralrichtung für $M=1.0$, T106-300-5

Abb. 4.87: Turbulenzgrad Tu_W in Lateralrichtung für $M=2.0$, T106-300-5

Abb. 4.88: Zweidimensionale Verteilung des lokalen Wärmeübergangskoeffizienten α am Turbinengitter T106-300-5 bei verschiedenen Ausblaseraten

Abb. 4.89: Verlauf des lateral ausgewerteten Wärmeübergangskoeffizienten in Strömungsrichtung am Turbinengitter T106-300-5 für $M=0.5$

Abb. 4.90: Verlauf des lateral ausgewerteten Wärmeübergangskoeffizienten in Strömungsrichtung am Turbinengitter T106-300-5 für $M=1.0$

Abb. 4.91: Verlauf des lateral ausgewerteten Wärmeübergangskoeffizienten in Strömungsrichtung am Turbinengitter T106-300-5 für $M=1.5$

Abb. 4.92: Verlauf des lateral ausgewerteten Wärmeübergangskoeffizienten in Strömungsrichtung am Turbinengitter T106-300-5 für $M=2.0$

Abb. 4.93: Vergleich des Profildruckbeiwerts c_{p2h} im Bohrungsnahbereich für verschiedene Ausblaseraten (T106-300-1, ..., T106-300-5)

Abb. 4.94: Vergleich der integralen Totaldruckverlustbeiwerte ω_{ex} und ω_{ih} für verschiedene Ausblaseraten (T106-300-1, ..., T106-300-5)

Abb. 4.95: Vergleich der integralen Kinetische-Energieverlustbeiwerte ξ_{ex} und ξ_{ih} für verschiedene Ausblaseraten (T106-300-1, ..., T106-300-5)

Abb. 4.96: Vergleich der Rotationsverteilung in Hauptströmungsrichtung für $M=1.0$, T106-300-4 und T106-300-5

Abb. 4.97: Vergleich der lateral gemittelten Wärmeübergangskoeffizienten α_M für verschiedene Ausblaseraten (T106-300-1, ..., T106-300-5)

Abb. 4.98: Vergleich der Homogenitätsfaktoren des Wärmeübergangs n_{RMS} für verschiedene Ausblaseraten (T106-300-1, ..., T106-300-5)

Abb. 4.99: Einfluß der Ausblaserate und der Bohrungsgeometrie auf den lateral gemittelten Wärmeübergangskoeffizienten α_M und den Homogenitätsfaktor n_{RMS} (T106-300-1, ..., T106-300-5)

Abb. 5.1: Rechennetz zur Strömungssimulation am Turbinengitter T106-300-2 mit TRACE-S

Abb. 5.2: Rechennetz zur Strömungssimulation am Turbinengitter T106-300-3 mit TRACE-S

Abb. 5.3: Rechennetz zur Strömungssimulation am Turbinengitter T106-300-4 mit TRACE-S

Abb. 5.4: Rechennetz zur Strömungssimulation am Turbinengitter T106-300-5 mit TRACE-S

Abb. 5.5: Rechennetze zur Strömungssimulation mit FINE/Turbo an den Turbinengittern T106-300-3 und T106-300-5

Abb. 5.6: Vergleich der gemessenen Profildruckbeiwerte mit Ergebnissen der Rechnungen mit FINE/Turbo im Mittelschnitt der Turbinengitter T106-300-2 bis T106-300-5

Abb. 5.7: Berechneter Oberflächenverlauf des Profildruckbeiwerts c_{p2h} der Turbinengitter T106-300-2 bis T106-300-5, CFD-System: FINE/Turbo, $M=1.0$

Abb. 5.8: Vergleich von berechneten und gemessenen Differenz-Profildruckbeiwerten des Turbinengitters T106-300-2, CFD-System: TRACE-S, M=1.0

Abb. 5.9: Vergleich von berechneten und gemessenen Differenz-Profildruckbeiwerten des Turbinengitters T106-300-3, CFD-System: TRACE-S, M=1.0

Abb. 5.10: Vergleich von berechneten und gemessenen Differenz-Profildruckbeiwerten des Turbinengitters T106-300-4, CFD-System: TRACE-S, M=1.0

Abb. 5.11: Vergleich von berechneten und gemessenen Differenz-Profildruckbeiwerten des Turbinengitters T106-300-5, CFD-System: TRACE-S, M=1.0

Abb. 5.12: Berechnete Rotationsverteilungen im Mischungsbereich der Turbinengitter T106-300-2 bis T106-300-5, CFD-System: TRACE-S, M=1.0, $s_H^*/d_H=1$

Abb. 5.13: Berechnete Rotationsverteilungen im Mischungsbereich der Turbinengitter T106-300-2 bis T106-300-5, CFD-System: TRACE-S, M=1.0, $s_H^*/d_H=5$

Abb. 5.14: Strömungsvektoren im Bohrungsmittelschnitt des Turbinengitters T106-300-3, CFD-System: TRACE-S, M=1.0

Abb. 5.15: Lage der Schnittebenen S1 bis S6 durch den Bohrungskanal des Turbinengitters T106-300-3, CFD-System: TRACE-S, M=1.0

Abb. 5.16: Strömungsvektoren und Rotationsintensität in den Auswertungsschnitten S1 bis S6, T106-300-3, CFD-System: TRACE-S, M=1.0, T106-300-3

Abb. 5.17: Strömungsvektoren und Mach-Zahlverteilung im Bohrungsmittelschnitt des Turbinengitters T106-300-x, CFD-System: FINE/Turbo, M=1.0

Abb. 5.18: Konzentrationsverteilung der Kühlluft im Mischungsbereich des Turbinengitters T106-300-x, CFD-System: FINE/Turbo, M=1.0

Abb. 5.19: Konzentrationsverteilung der Kühlluft auf der Profiloberfläche der Turbinengitter T106-300-2 bis T106-300-5, CFD-System: FINE/Turbo, M=1.0

Abb. 6.1: Konturierte Bohrung mit Fan-Shape und Laid-Back und „überhängender“ Bohrungslippe zur Reduzierung des Jetting-Effekts

Abb. 6.2: Gestaltungsmöglichkeiten von lateral angestellten, konturierten Filmkühlungsbohrungen

Abb. 6.3: Leitstege im Schaufelinnenraum zur gezielten Zuführung der Kühlung aus dem Plenumsbereich stromauf der Bohrung

Tabellen Kap. 3

Saugseite				Druckseite			
X [mm]	Y [mm]	X [mm]	Y [mm]	X [mm]	Y [mm]	X [mm]	Y [mm]
3.135	-0.005	177.217	87.401	3.135	-0.005	165.130	69.916
1.269	1.514	181.355	85.223	4.896	0.309	169.258	68.814
0.162	4.958	185.455	83.002	6.749	1.889	173.393	67.619
-0.002	9.754	189.516	80.741	8.511	4.579	177.529	66.335
1.038	18.615	193.536	78.448	12.341	11.687	181.658	64.967
2.468	26.128	197.512	76.127	15.839	17.666	185.773	63.516
4.117	32.833	201.443	73.782	19.159	22.835	189.868	61.989
5.940	38.966	205.327	71.420	22.370	27.379	193.936	60.389
7.921	44.664	209.162	69.043	25.506	31.417	197.971	58.722
10.056	50.012	212.946	66.658	28.589	35.036	201.968	56.993
12.344	55.065	216.677	64.268	31.633	38.306	205.920	55.207
14.789	59.860	220.352	61.877	34.654	41.286	209.822	53.371
17.394	64.419	223.971	59.489	37.664	44.024	213.671	51.490
20.158	68.754	227.531	57.110	40.674	46.563	217.462	49.571
23.080	72.870	231.030	54.741	43.693	48.936	221.190	47.621
26.153	76.772	234.466	52.389	46.725	51.168	224.853	45.645
29.372	80.458	237.839	50.055	49.771	53.277	228.448	43.651
32.728	83.929	241.144	47.744	52.826	55.273	231.972	41.644
36.213	87.186	244.382	45.460	55.882	57.161	235.423	39.632
39.818	90.226	247.549	43.206	58.931	58.941	238.799	37.620
43.536	93.051	250.644	40.986	61.963	60.615	242.098	35.615
47.356	95.659	253.666	38.802	64.972	62.178	245.318	33.622
51.271	98.050	256.613	36.658	67.950	63.629	248.459	31.647
55.273	100.224	259.481	34.557	70.895	64.967	251.519	29.696
59.350	102.180	262.271	32.502	73.804	66.188	254.497	27.774
63.495	103.921	264.980	30.497	76.675	67.293	257.393	25.887
67.698	105.447	267.605	28.545	79.511	68.279	260.203	24.038
71.939	106.759	270.145	26.647	82.310	69.146	262.929	22.232
76.209	107.870	272.599	24.807	85.605	70.069	265.568	20.475
80.524	108.788	274.964	23.028	88.912	70.936	268.119	18.769
84.880	109.513	277.238	21.312	92.209	71.738	270.581	17.118
89.273	110.047	279.418	19.662	95.503	72.474	272.951	15.526
93.695	110.390	281.504	18.080	98.796	73.141	275.229	13.997
98.143	110.544	283.493	16.569	102.097	73.736	277.411	12.533
102.616	110.512	285.383	15.131	105.404	74.256	279.497	11.137
107.115	110.293	287.170	13.767	108.712	74.695	281.482	9.811
111.629	109.888	288.855	12.482	112.040	75.048	283.365	8.557
116.146	109.301	290.433	11.276	115.409	75.313	285.144	7.378
120.658	108.539	291.903	10.153	118.837	75.488	286.814	6.277
125.157	107.612	293.263	9.113	122.334	75.570	288.374	5.253
129.638	106.531	294.510	8.158	125.907	75.555	289.820	4.308
134.099	105.307	295.641	7.292	129.557	75.443	291.149	3.445
138.535	103.951	296.655	6.516	133.283	75.231	292.357	2.664
142.947	102.474	297.549	5.832	137.081	74.918	293.442	1.967
147.332	100.887	298.320	5.241	140.946	74.504	294.401	1.353
151.691	99.199	298.967	4.746	144.870	73.989	295.229	0.825
156.021	97.418	299.636	3.993	148.846	73.373	295.924	0.384
160.323	95.553	299.776	3.725	152.868	72.656	297.238	0.000
164.595	93.612	300.003	2.442	156.928	71.841	298.581	0.274
168.836	91.602	299.595	1.205	161.018	70.927	299.595	1.205
173.043	89.529						

Tab. 3.1: Profilkordinaten des Turbinengitters T106-300

Tabellen Kap. 3

Druckseite Lfd. Nr.	x [mm]	y [mm]	z [mm]
1	3.700	0.000	8.000
2	8.570	4.630	0.000
3	11.640	10.330	-8.000
4	22.780	27.900	0.000
5	34.140	40.780	8.000
6	43.010	48.410	-8.000
7	53.460	55.670	8.000
8	69.480	64.350	0.000
9	86.910	70.440	-8.000
10	104.790	74.190	8.000
11	123.090	75.600	0.000
12	141.330	74.480	-8.000
13	159.270	71.350	0.000
14	176.950	66.550	8.000
15	194.070	60.370	-8.000
16	210.780	52.940	8.000
17	226.980	44.500	0.000
18	237.630	38.350	-8.000
19	248.220	31.830	8.000
20	258.740	25.030	0.000
21	268.770	18.360	-8.000
22	279.060	11.450	8.000
23	291.170	5.260	0.000

Saugseite (Fortsetzung) Lfd. Nr.	x [mm]	y [mm]	z [mm]
56	125.020	107.740	-28.120
57	123.180	108.180	-45.000
58	120.000	108.690	-37.500
59	116.800	109.340	-30.000
60	114.920	109.500	-26.250
61	114.920	109.500	-16.870
62	114.920	109.500	-5.620
63	107.480	110.290	1.880
64	101.870	110.550	7.500
65	96.030	110.510	-8.000
66	80.740	108.840	8.000
67	71.580	106.680	-8.000
68	54.390	99.760	0.000
69	38.910	89.470	8.000
70	25.770	76.270	-8.000
71	18.420	66.090	0.000
72	12.370	55.040	8.000
73	7.470	43.300	-8.000
74	3.700	31.100	0.000
75	2.260	24.800	8.000
76	0.900	17.200	-8.000
77	0.220	12.000	0.000
78	0.240	4.900	8.000

Saugseite Lfd. Nr.	x [mm]	y [mm]	z [mm]
24	299.300	0.810	-8.000
25	291.170	10.740	0.000
26	282.120	17.630	8.000
27	277.070	21.460	-8.000
28	272.010	25.270	0.000
29	266.930	29.070	8.000
30	261.870	32.820	-8.000
31	256.800	36.550	0.000
32	251.750	40.210	8.000
33	248.560	43.940	-8.000
34	241.470	47.540	0.000
35	236.360	51.100	8.000
36	231.210	54.650	-8.000
37	226.080	58.150	0.000
38	204.750	71.810	7.500
39	198.730	75.430	-5.620
40	193.500	78.500	1.880
41	188.620	81.270	7.500
42	184.030	83.810	-5.620
43	178.760	86.630	1.880
44	173.770	89.190	7.500
45	168.990	91.580	-5.620
46	163.670	94.070	1.880
47	158.550	96.360	7.500
48	153.550	98.470	-5.620
49	148.180	100.600	1.880
50	142.890	102.520	7.500
51	137.730	104.230	-5.620
52	132.250	105.860	1.880
53	126.800	107.260	7.500
54	125.180	107.710	-3.750
55	125.020	107.740	-16.870

Nahfeld der Ausblasebohrungen

Tab. 3.2: Lage der Profildruckverteilungsbohrungen des Turbinengitters T106-300-1 im Bitangentensystem

Tabellen Kap. 3

Druckseite				Saugseite (Fortsetzung)			
Lfd. Nr.	x [mm]	y [mm]	z [mm]	Lfd. Nr.	x [mm]	y [mm]	z [mm]
1	3.700	0.000	8.000	56	137.730	104.233	7.500
2	8.570	4.630	0.000	57	137.730	104.233	16.167
3	11.640	10.330	-8.000	58	137.730	104.233	26.301
4	22.780	27.900	0.000	59	132.250	105.859	-33.750
5	34.140	40.780	8.000	60	132.250	105.859	-24.375
6	43.010	48.410	-8.000	61	132.250	105.859	-15.000
7	53.460	55.670	8.000	62	125.179	107.630	-18.750
8	69.480	64.350	0.000	63	125.179	107.630	-8.625
9	86.910	70.440	-8.000	64	125.179	107.630	0.000
10	104.790	74.190	8.000	65	123.834	107.926	7.500
11	123.090	75.600	0.000	66	123.834	107.926	16.167
12	141.330	74.480	-8.000	67	123.834	107.926	26.301
13	159.270	71.350	0.000	68	123.834	107.926	123.750
14	176.950	66.550	8.000	69	120.000	108.718	-37.500
15	194.070	60.370	-8.000	70	116.166	109.321	-33.750
16	210.780	52.940	8.000	71	116.166	109.321	-24.375
17	226.980	44.500	0.000	72	116.166	109.321	-15.000
18	237.630	38.350	-8.000	73	116.166	109.321	123.750
19	248.220	31.830	8.000	74	115.000	109.490	7.500
20	258.740	25.030	0.000	75	115.000	109.490	16.125
21	268.770	18.360	-8.000	76	115.000	109.490	26.250
22	279.060	11.450	8.000	77	108.000	110.249	-18.750
23	291.170	5.260	0.000	78	108.000	110.249	-8.625
Saugseite							
Lfd. Nr.	x [mm]	y [mm]	z [mm]	79	108.000	110.249	0.000
24	299.300	0.808	-8.000	80	101.874	110.550	7.500
25	291.166	10.737	0.000	81	96.025	110.512	-8.000
26	282.120	17.634	8.000	82	87.000	109.807	0.000
27	277.068	21.464	-8.000	83	80.736	108.841	8.000
28	272.010	25.273	0.000	84	71.580	106.677	-8.000
29	266.931	29.070	8.000	85	54.390	99.765	0.000
30	261.870	32.825	-8.000	86	38.910	89.470	8.000
31	256.798	36.546	0.000	87	25.770	76.269	-8.000
32	251.749	40.214	8.000	88	18.420	66.093	0.000
33	246.564	43.936	-8.000	89	12.420	55.143	8.000
34	241.470	47.544	0.000	90	7.590	43.645	-8.000
35	236.361	51.105	8.000	91	3.870	31.757	0.000
36	231.208	54.651	-8.000	92	1.900	22.925	8.000
37	226.080	58.150	0.000	93	0.958	2.107	8.000
38	213.000	66.628	0.000	94	0.257	4.783	0.000
39	204.745	71.805	7.500	95	0.008	8.089	-8.000
40	198.733	75.433	-5.625				
41	193.495	78.502	1.875				
42	188.618	81.274	7.500				
43	184.032	83.808	-5.625				
44	178.757	86.627	1.875				
45	173.769	89.192	7.500				
46	168.991	91.555	-5.625				
47	163.665	94.072	1.875				
48	158.545	96.364	7.500				
49	153.000	98.699	-23.375				
50	148.160	100.603	7.500				
51	148.160	100.603	16.167				
52	148.160	100.603	26.301				
53	142.890	102.521	-18.750				
54	142.890	102.521	-8.625				
55	142.890	102.521	0.000				

Nahfeld der Ausblasebohrungen

Tab. 3.3: Lage der Profildruckverteilungsbohrungen des Turbinengitters T106-300-2 im Bitangentensystem

Tabellen Kap. 3

Druckseite Lfd. Nr.	x [mm]	y [mm]	z [mm]
1	3.700	0.000	8.000
2	8.970	4.630	0.000
3	11.640	10.330	-8.000
4	22.780	27.900	0.000
5	34.140	40.780	8.000
6	43.010	48.410	-8.000
7	53.460	55.670	8.000
8	69.480	64.350	0.000
9	86.910	70.440	-8.000
10	104.790	74.190	8.000
11	123.090	75.600	0.000
12	141.330	74.480	-8.000
13	159.270	71.350	0.000
14	176.950	66.550	8.000
15	194.070	60.370	-8.000
16	210.780	52.940	8.000
17	226.980	44.500	0.000
18	237.630	38.350	-8.000
19	248.220	31.830	8.000
20	258.740	25.030	0.000
21	268.770	18.360	-8.000
22	279.060	11.450	8.000
23	291.170	5.260	0.000

Saugseite Lfd. Nr.	x [mm]	y [mm]	z [mm]
24	299.300	0.808	-8.000
25	291.166	10.737	0.000
26	282.120	17.634	8.000
27	277.068	21.464	-8.000
28	272.010	25.273	0.000
29	266.931	29.070	8.000
30	261.870	32.825	-8.000
31	258.798	36.546	0.000
32	251.749	40.214	8.000
33	246.564	43.936	-8.000
34	241.470	47.544	0.000
35	236.361	51.105	8.000
36	231.208	54.651	-8.000
37	228.420	58.149	0.000
38	213.000	66.628	0.000
39	204.745	71.805	7.500
40	198.733	75.433	-5.625
41	193.495	78.502	1.875
42	188.618	81.274	7.500
43	184.032	83.808	-5.625
44	178.757	86.627	1.875
45	173.769	89.192	7.500
46	168.991	91.555	-5.625
47	163.665	94.072	1.875
48	158.545	96.364	7.500
49	153.000	98.699	-24.375
50	148.160	100.603	7.500
51	148.160	100.603	16.167
52	148.160	100.603	26.301
53	142.890	102.521	-18.750
54	142.890	102.521	-8.625
55	142.890	102.521	0.000

Saugseite (Fortsetzung) Lfd. Nr.	x [mm]	y [mm]	z [mm]
56	137.730	104.233	7.500
57	137.730	104.233	16.167
58	137.730	104.233	26.301
59	132.250	105.859	-33.750
60	132.250	105.859	-24.375
61	132.250	105.859	-15.000
62	131.000	106.153	11.250
63	131.000	106.153	22.500
64	131.000	106.153	30.000
65	130.753	106.262	1.875
66	126.112	107.415	-30.000
67	122.831	108.129	-16.875
68	120.000	108.692	-1.875
69	115.000	109.490	-11.250
70	113.074	109.741	7.500
71	115.000	109.490	15.000
72	115.000	109.490	120.000
73	108.000	110.249	-18.750
74	108.000	110.249	-8.625
75	108.000	110.249	0.000
76	101.874	110.550	7.500
77	96.025	110.512	-8.000
78	88.000	109.807	0.000
79	80.736	108.841	8.000
80	71.580	108.677	-8.000
81	54.390	99.765	0.000
82	38.910	89.470	8.000
83	25.770	76.269	-8.000
84	18.420	66.093	0.000
85	12.420	55.143	8.000
86	7.590	43.645	-8.000
87	3.870	31.757	0.000
88	1.900	22.925	8.000
89	0.958	2.107	-8.000
90	0.257	4.783	0.000
91	0.008	8.089	8.000

Nahfeld der Ausblasebohrungen

Tab. 3.4: Lage der Profildruckverteilungsbohrungen des Turbinengitters T106-300-3 und T106-300-4 im Bitangentensystem

Tabellen Kap. 3

Druckseite				Saugseite (Fortsetzung)			
Lfd. Nr.	x [mm]	y [mm]	z [mm]	Lfd. Nr.	x [mm]	y [mm]	z [mm]
1	3.700	0.000	8.000	56	144.000	102.131	7.500
2	8.570	4.630	0.000	57	144.000	102.131	26.250
3	11.640	10.330	-8.000	58	141.000	103.168	-26.250
4	22.780	27.900	0.000	59	141.000	103.168	-7.500
5	34.140	40.780	8.000	60	141.000	103.168	11.250
6	43.010	48.410	-8.000	61	141.000	103.168	30.000
7	53.460	55.670	8.000	62	138.000	104.148	-37.500
8	69.480	64.350	0.000	63	138.000	104.148	-18.750
9	86.910	70.440	-8.000	64	138.000	104.148	0.000
10	104.790	74.190	8.000	65	138.000	104.148	18.750
11	123.090	75.600	0.000	66	135.000	105.070	-33.750
12	141.330	74.480	-8.000	67	135.000	105.070	-15.000
13	159.270	71.350	0.000	68	135.000	105.070	3.750
14	176.950	66.550	8.000	69	135.000	105.070	22.500
15	194.070	60.370	-8.000	70	132.000	105.928	-30.000
16	210.780	52.940	8.000	71	132.000	105.928	-11.250
17	226.980	44.500	0.000	72	132.000	105.928	7.500
18	237.630	38.350	-8.000	73	132.000	105.928	26.250
19	248.220	31.830	8.000	74	129.000	106.720	-26.250
20	258.740	25.030	0.000	75	129.000	106.720	-7.500
21	268.770	18.360	-8.000	76	129.000	106.720	11.250
22	279.060	11.450	8.000	77	129.000	106.720	30.000
23	291.170	5.260	0.000	78	126.000	107.444	3.750
Saugseite				79	123.000	108.102	-11.250
Lfd. Nr.	x [mm]	y [mm]	z [mm]	80	120.000	108.687	16.061
24	299.300	0.808	-8.000	81	114.000	109.625	-26.250
25	291.166	10.737	0.000	82	114.000	109.625	-7.500
26	282.120	17.634	8.000	83	114.000	109.625	11.250
27	277.068	21.464	-8.000	84	114.000	109.625	30.000
28	272.010	25.273	0.000	85	108.000	110.249	0.000
29	266.931	29.070	8.000	86	108.000	110.249	8.625
30	261.870	32.825	-8.000	87	108.000	110.249	18.750
31	256.798	36.546	0.000	88	101.874	110.550	-7.500
32	251.749	40.214	8.000	89	96.025	110.512	8.000
33	246.564	43.936	-8.000	90	88.000	109.925	0.000
34	241.470	47.544	0.000	91	80.736	108.841	-8.000
35	236.361	51.105	8.000	92	71.580	106.677	8.000
36	231.208	54.651	-8.000	93	54.390	99.765	0.000
37	228.420	58.149	0.000	94	38.910	89.470	-8.000
38	213.000	66.616	0.000	95	25.770	76.269	8.000
39	204.745	71.805	-7.500	96	18.420	66.093	0.000
40	198.733	75.433	5.625	97	12.420	55.143	-8.000
41	193.495	78.502	-1.875	98	7.590	43.645	8.000
42	188.618	81.274	-7.500	99	3.870	31.757	0.000
43	184.032	83.808	5.625	100	1.900	22.925	8.000
44	178.757	86.627	-1.875	101	0.958	2.107	-8.000
45	173.769	89.193	-7.500	102	0.257	4.783	0.000
46	168.991	91.555	5.625	103	0.008	8.089	8.000
47	163.665	94.071	-1.875				
48	158.545	96.364	-7.500				
49	153.000	98.699	24.375				
50	147.000	101.039	-33.750				
51	147.000	101.039	-15.000				
52	147.000	101.039	3.750				
53	147.000	101.039	22.500				
54	144.000	102.131	-30.000				
55	144.000	102.131	-11.250				

Nahfeld der Ausblasebohrungen

Tab. 3.5: Lage der Profildruckverteilungsbohrungen des Turbinengitters T106-300-5 im Bitangentensystem

Tabellen Kap. 4

	PDV	NL	ÖA	HDA	WÜ
T106-300-1	M={1.2}	M={1.2; 2.2}			M={1.2; 2.2}
T106-300-2	M={0.5,...,2.0}, ΔM=0.5	M={0.5,...,2.0}, ΔM=0.5	M={0.5,...,2.0}, ΔM=0.5	M={1.0; 2.0}	M={0.5,...,2.0}, ΔM=0.5
T106-300-3	M={0.5,...,2.0}, ΔM=0.5	M={0.5,...,2.0}, ΔM=0.5	M={0.5,...,2.0}, ΔM=0.5		M={0.5,...,2.0}, ΔM=0.5
T106-300-4	M={0.5,...,2.0}, ΔM=0.5	M={0.5,...,2.0}, ΔM=0.5	M={0.5,...,2.0}, ΔM=0.5	M={1.0; 2.0}	M={0.5,...,2.0}, ΔM=0.5
T106-300-5	M={0.5,...,2.0}, ΔM=0.5	M={0.5,...,2.0}, ΔM=0.5	M={0.5,...,2.0}, ΔM=0.5	M={1.0; 2.0}	M={0.5,...,2.0}, ΔM=0.5

M={...}: Ausblaseraten, bei denen die Messungen durchgeführt wurden

ΔM: Variationsschrittweite der untersuchten Ausblaseraten

PDV: Profildruckverteilungsmessungen

NL: Gitternachlaufmessungen im Mittelschnitt mit der Keilsonde

ÖA: Ölanstrichbilder

HDA: Strömungsfeldmessungen im Mischungsbereich stromab der Bohrungen mit der 3D-Hitzdrahtanemometrie

WÜ: Messungen des Wärmeübergangskoeffizienten

Tab. 4.1: Meßprogramm für die Turbinengitter T106-300-1 bis T106-300-5

Abbildungen, Kap. 1

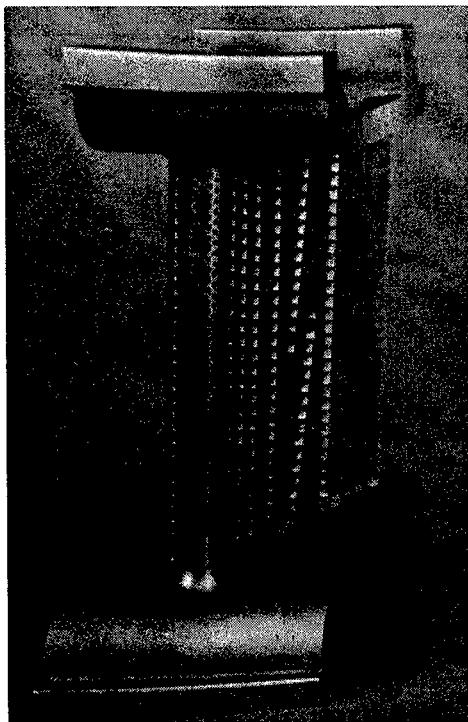


Abb. 1.1: Ansicht einer filmgekühlten Turbinenschaufel (Quelle: Siemens KWU)

Abbildungen, Kap. 2

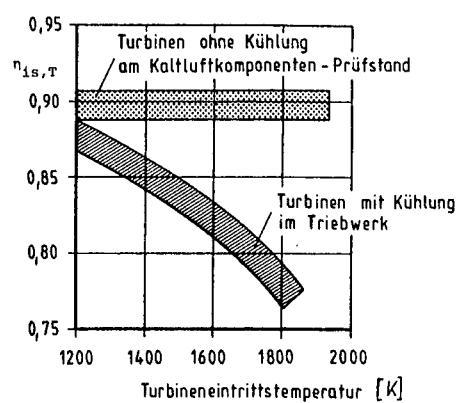


Abb. 2.1: Entwicklung des isentropen Turbinenwirkungsgrades mit und ohne Filmkühlung, nach [12]

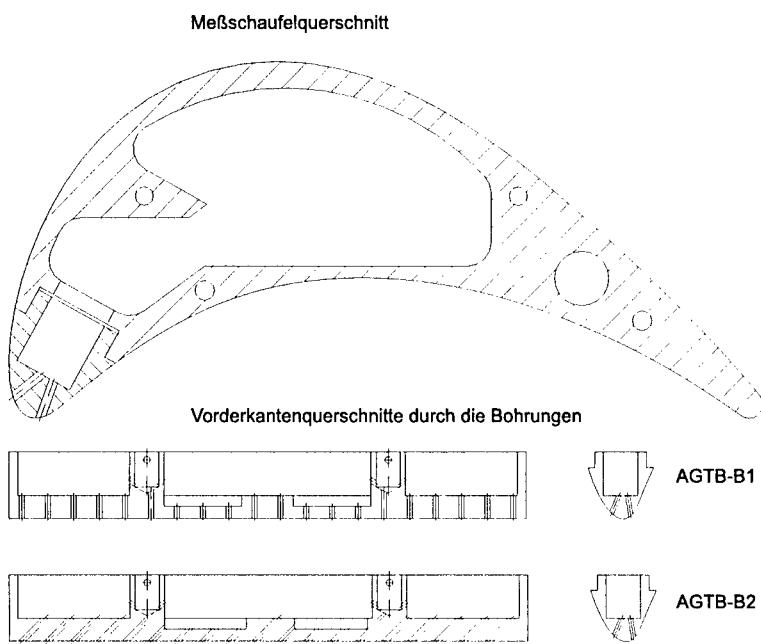


Abb. 2.2: Meßschaufel und Ausblasekonfiguration der Turbinengitter AGTB-B1 und AGTB-B2, nach [3]

Abbildungen, Kap. 2

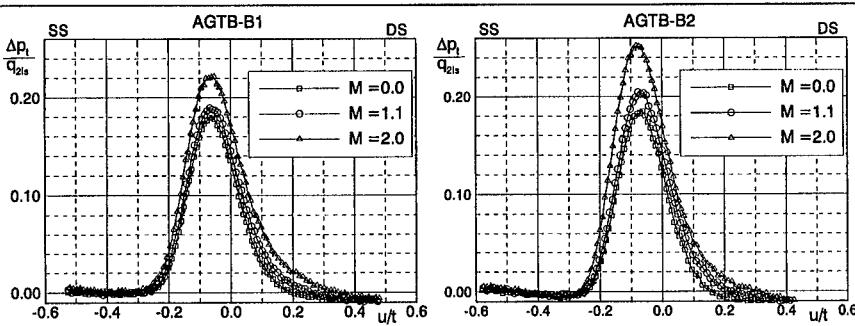


Abb. 2.3: Totaldruckverlustbeiwerte im Mittelschnitt des Nachlaufs der Turbinengitter AGTB-B1 und AGTB-B2 bei verschiedenen Ausblaseraten, nach [3]

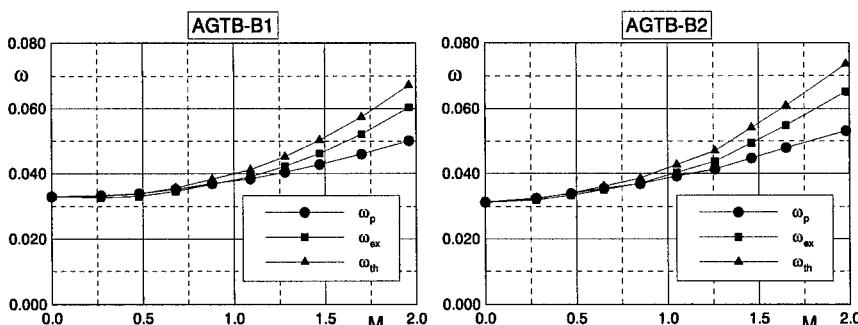


Abb. 2.4: Integrale Totaldruckverlustbeiwerte im Mittelschnitt des Nachlaufs der Turbinengitter AGTB-B1 und AGTB-B2, nach [3]

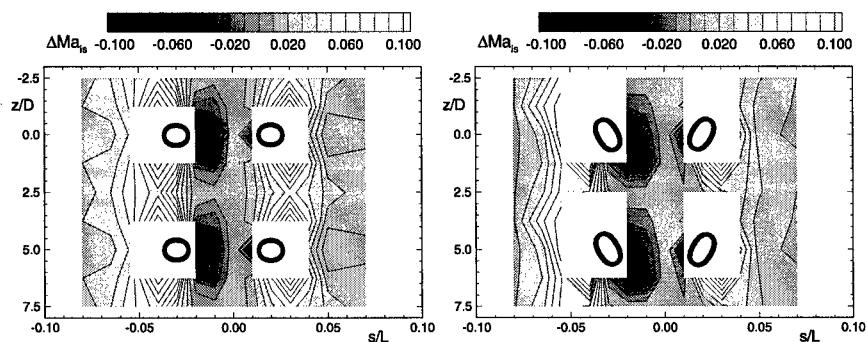


Abb. 2.5: Relative isentrope Profil-Mach-Zahl im Bereich der Ausblasebohrungen der Turbinengitter AGTB-B1 und AGTB-B2, nach [3]

Abbildungen, Kap. 2

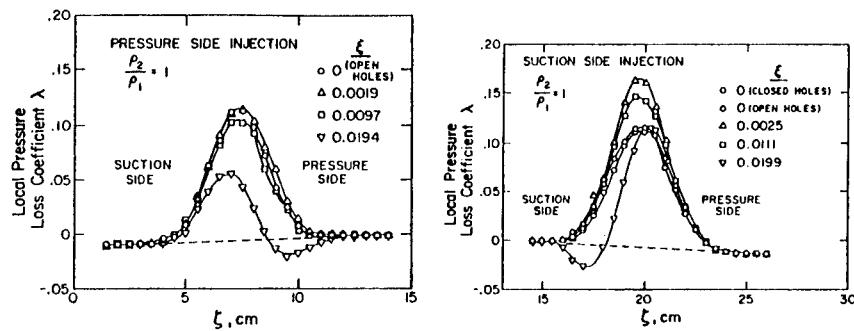


Abb. 2.6: Nachlaufdelle des primären lokalen Totaldruckverlusts mit Luft-Ausblasung auf der Druck- und Saugseite bei verschiedenen Massenstromverhältnissen, nach [60]

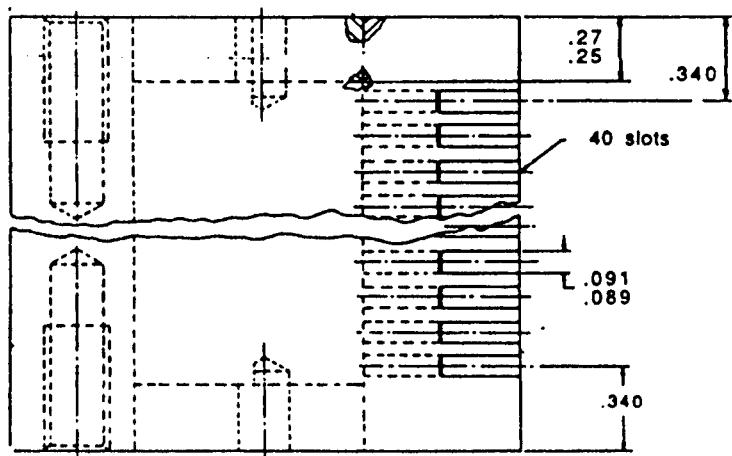
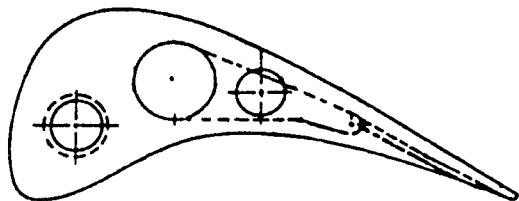


Abb. 2.7: Meßschaufel zur Untersuchung des Einflusses der Druckseitenausblasung im Hinterkantenbereich einer transonischen Turbinenschaufel, nach [81]

Abbildungen, Kap. 2

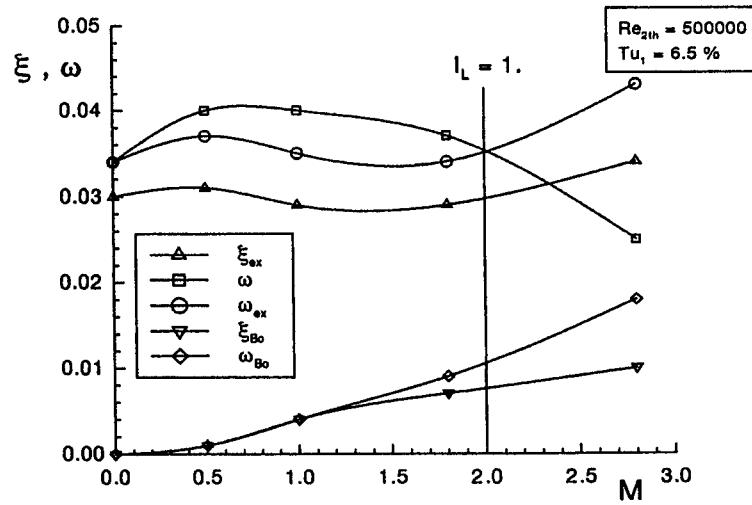
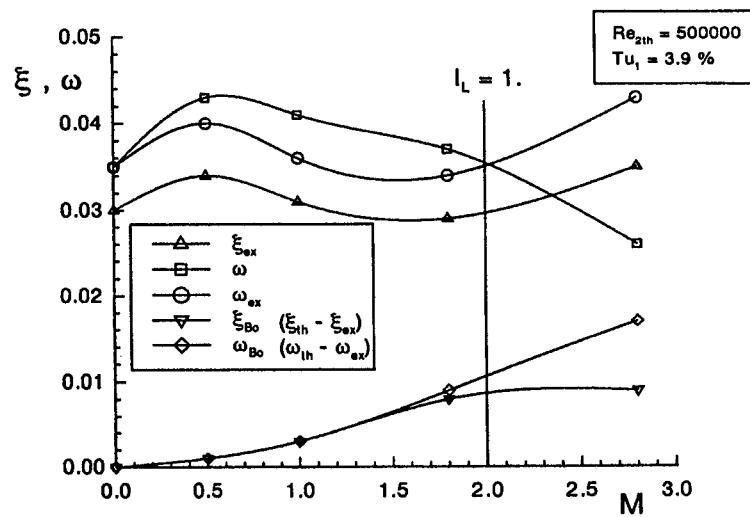


Abb. 2.8: Integrale Verlustbeiwerte für verschiedene Ausblaseraten, nach [105]
 $(\{\omega, \xi\}$ ohne Berücksichtigung der Energiezufuhr durch die Kühlluft,
 $\{\omega_{ex}, \xi_{ex}\}$ mit Berücksichtigung der Energiezufuhr durch die Kühlluft)

Abbildungen, Kap. 2

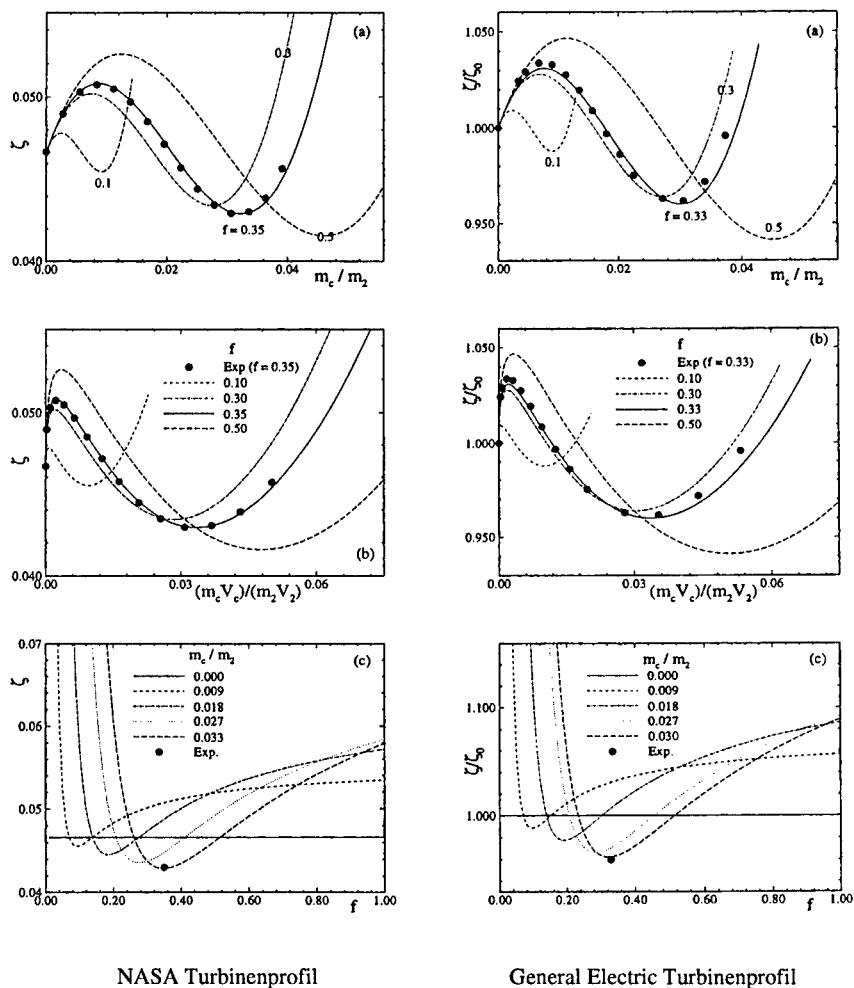


Abb. 2.9: Normierte Kinetische-Energieverlustkoeffizienten bei Hinterkanten-Schlitzausblasung mit verschiedenen Massenstrom- (a) und Impulsraten (b) und variabler Schlitzbreite (c), nach [84]

Abbildungen, Kap. 2

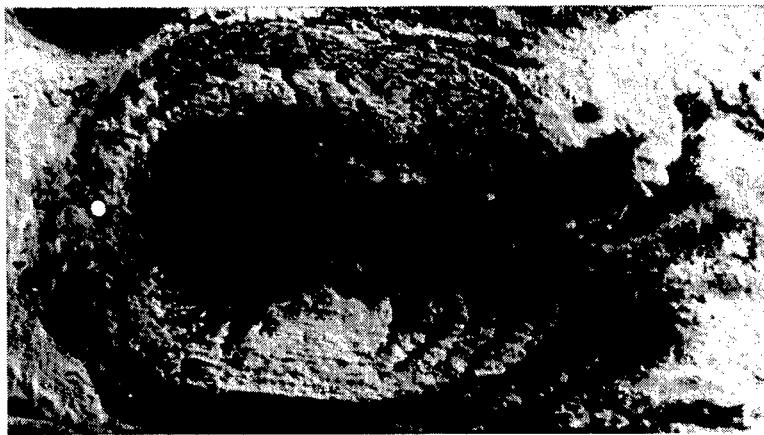


Abb. 2.10: Strömungsbild in Wandnähe im Ausblasungsbereich, nach [70]

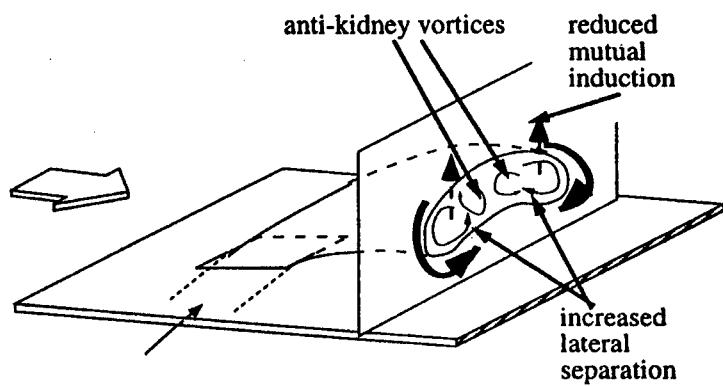


Abb. 2.11: Anti-Kidney-Vortex bei konturierten Bohrungen, nach [50]

Abbildungen, Kap. 2

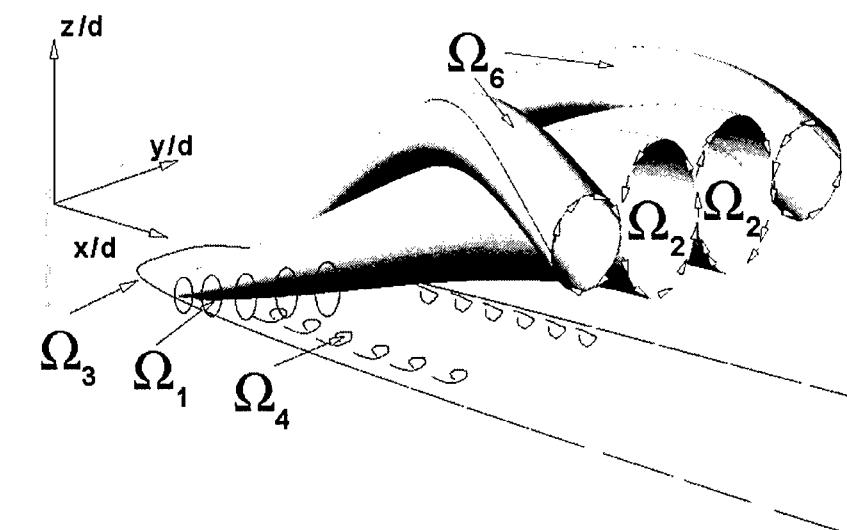


Abb. 2.12: Überblick über die Wirbelstrukturen der Filmkühlung im Bohrungsnahbereich, nach [101]

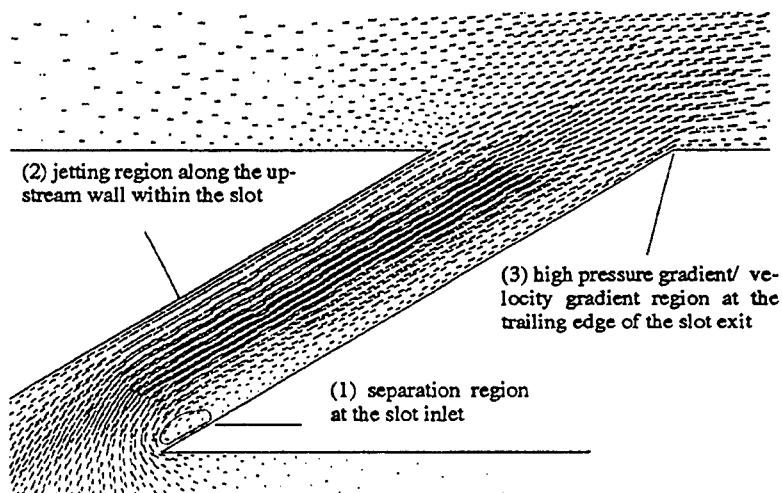


Abb. 2.13: Darstellung der Ablösung beim Einströmen aus dem Schaufelinnenraum in die Bohrung anhand von Geschwindigkeitsvektoren, nach [57]

Abbildungen, Kap. 2

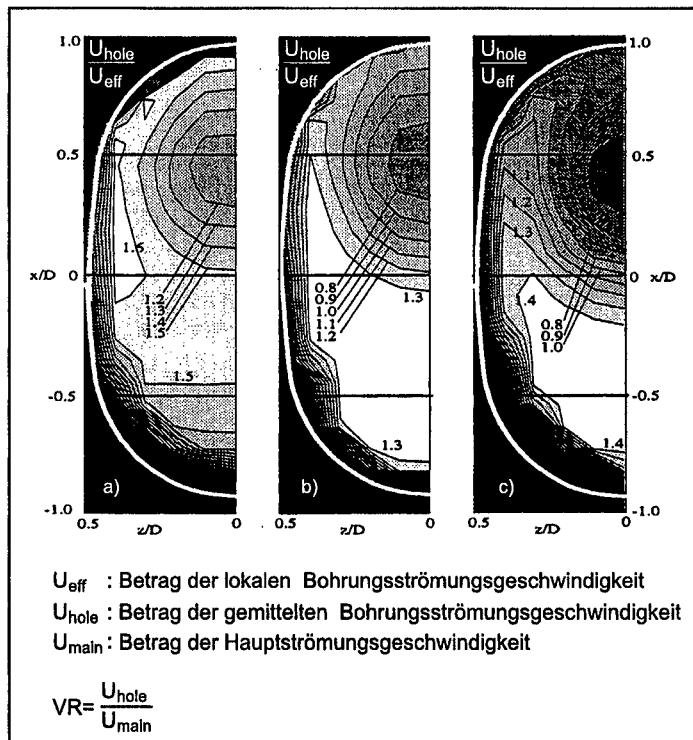


Abb. 2.14: Normierte Geschwindigkeitsbeträge am Bohrungsaustritt für verschiedene Hauptströmungsgeschwindigkeiten; kurze Bohrung, Plenumsspeisung ohne Innenströmung, nach [21]
a) $VR=0,5$ b) $VR=1,0$, c) ohne Außengeschwindigkeit, mit $U_{\text{hole}}(c) = U_{\text{hole}}(a)$

Abbildungen, Kap. 2

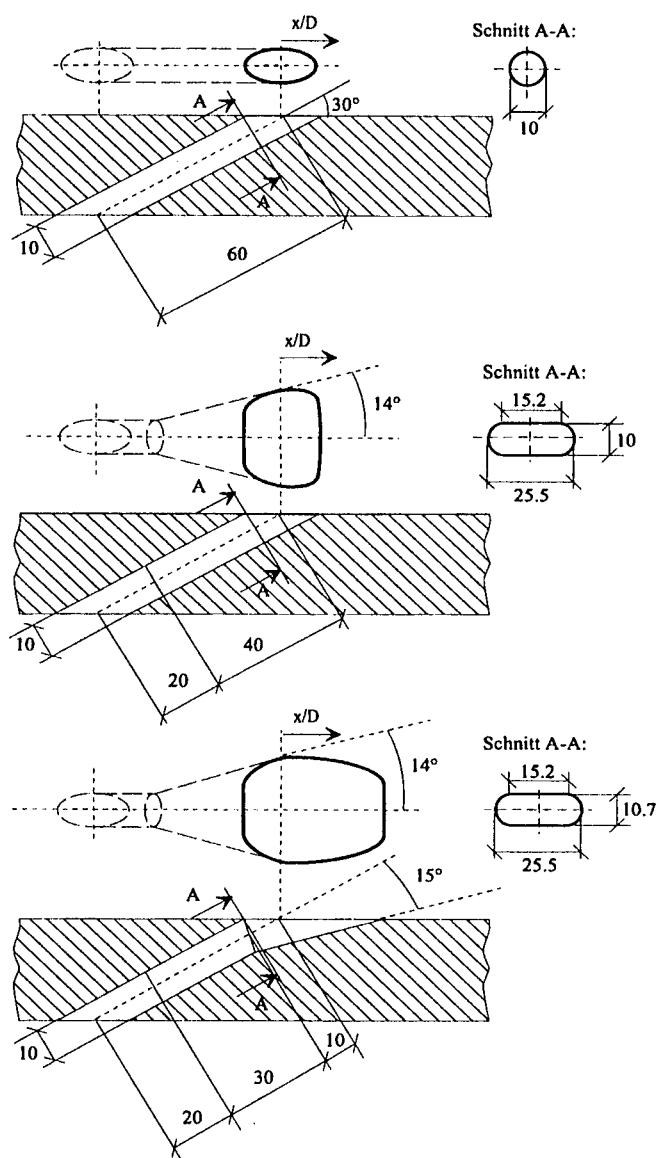


Abb. 2.15: Ansicht der untersuchten Bohrungsgeometrien: Zylindrisch (oben), fan-shaped (Mitte), fan-shaped mit laid-back (unten), nach [42]

Abbildungen, Kap. 2

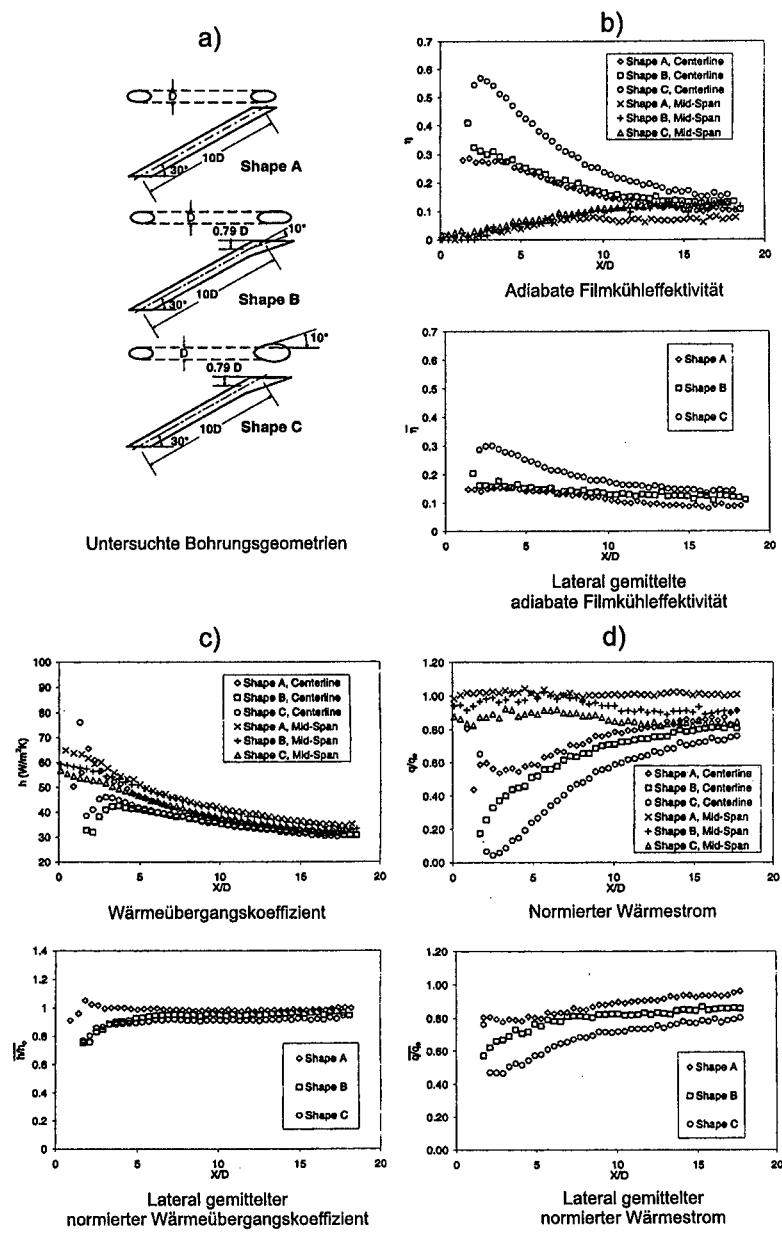
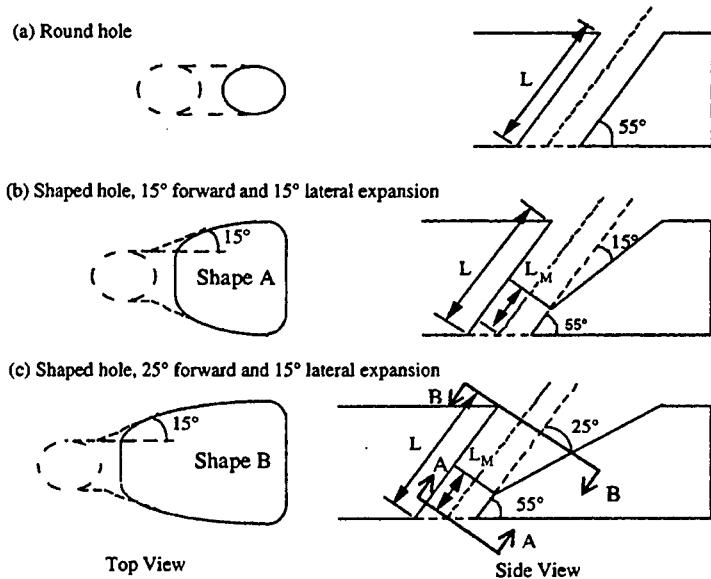


Abb. 2.16: Auswirkungen von Fan-Shape und Laid-Back Bohrungskonturierungen auf den Wärmeübergang, $M=1.0$, nach [111]

Abbildungen, Kap. 2



$L/D = 2.8$; $L_M/D = 0.9$; $AR = \text{area at exit plane BB} / \text{area at inlet plane AA}$

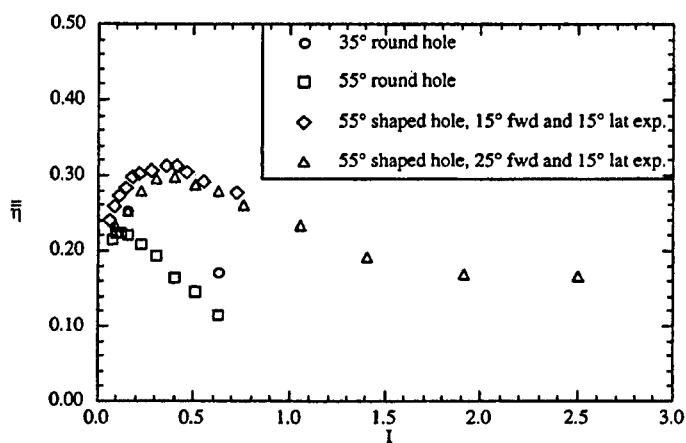


Abb. 2.17: Einfluß des Laid-Back-Winkels auf die lateral gemittelte Filmkühleffektivität, nach [68]

Abbildungen, Kap. 2

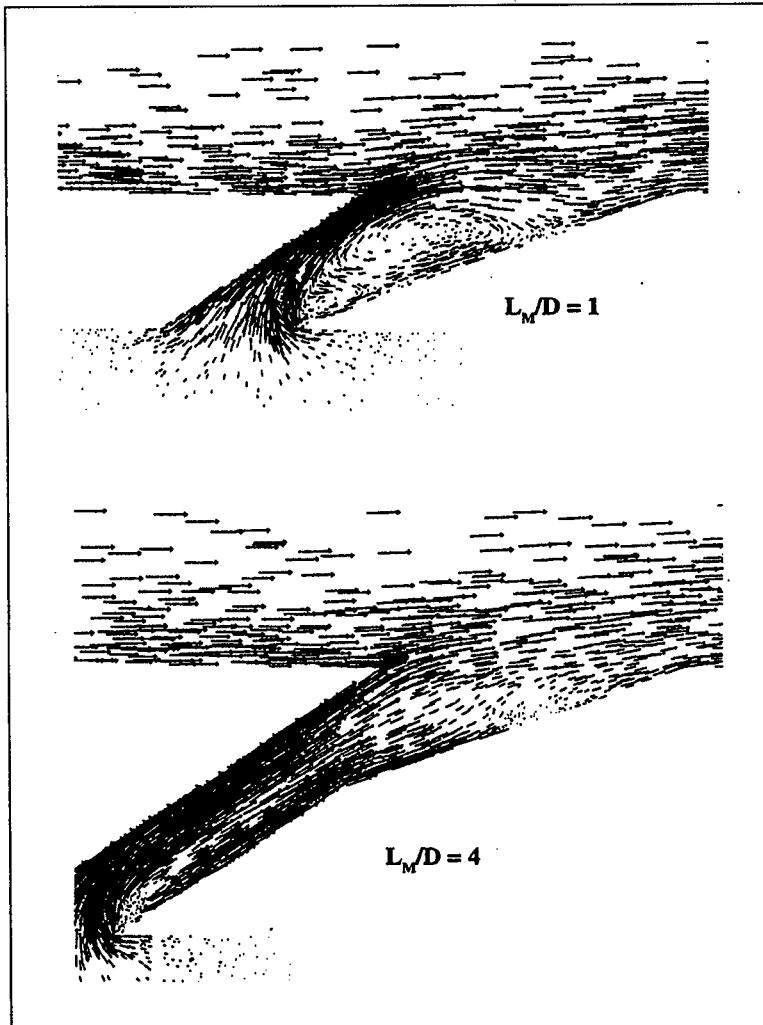


Abb. 2.18: Strömungsvektoren im Mittelschnitt einer divergenten Bohrung mit einer Plenumsströmung quer zur Bohrungsrichtung, $M=2$, nach [67]

Abbildungen, Kap. 2

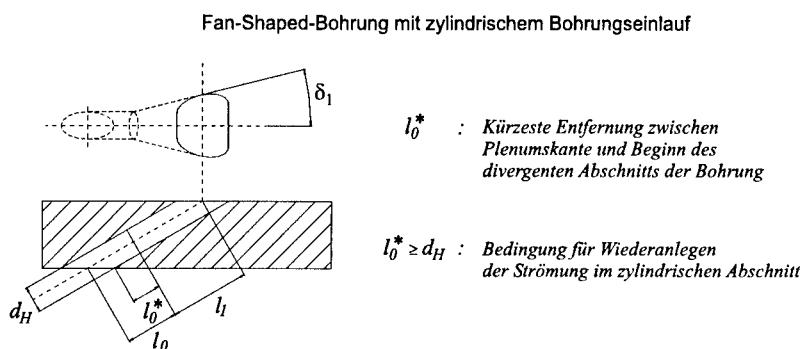


Abb. 2.19: Mindestlänge des zylindrischen Abschnitts zum Wiederanlegen der Strömung nach deren Ablösung beim Einströmen in die konturierte Bohrung

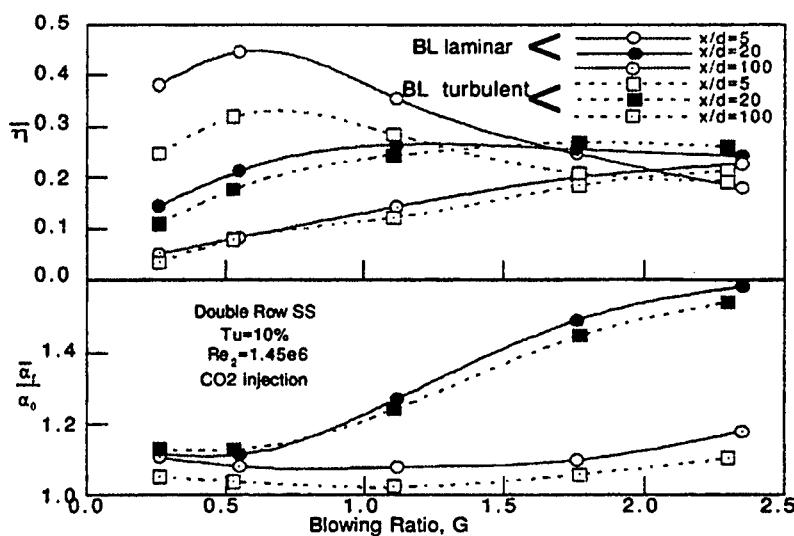


Abb. 2.20: Vergleich der Filmkühleffektivität bei Vorderkantenausblasung in laminare und turbulente Grenzschichten, nach [28]

Abbildungen, Kap. 2

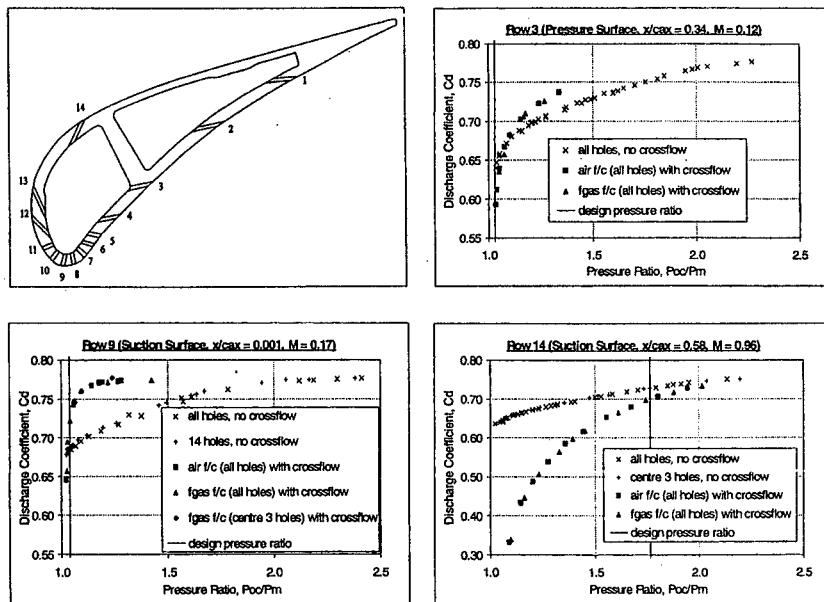


Abb. 2.21: Verlauf des Ausflußkoeffizienten aufgetragen über dem Druckverhältnis in Abhängigkeit der Ausblaseposition, nach [86]

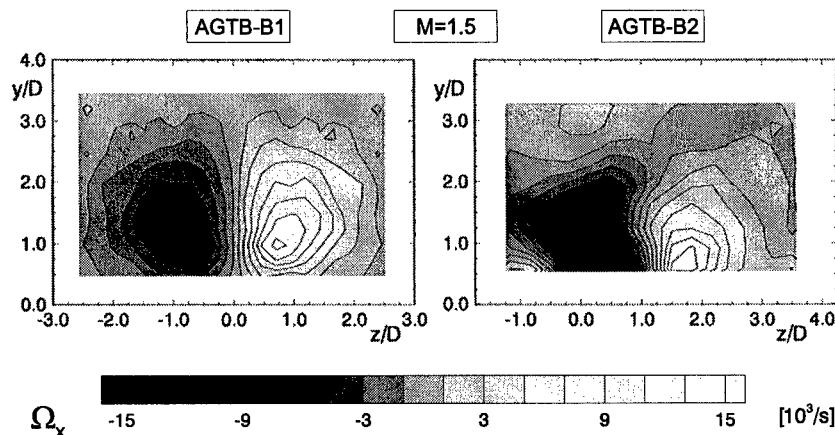


Abb. 2.22: Saugseitige Rotation in der Meßebene $\Delta s/l=0.05$ der Turbinengitter AGTB-B1 (ohne lat. Anstellung der B.) und AGTB-B2 (mit lat. Anstellung der B.), nach [3]

Abbildungen, Kap. 2

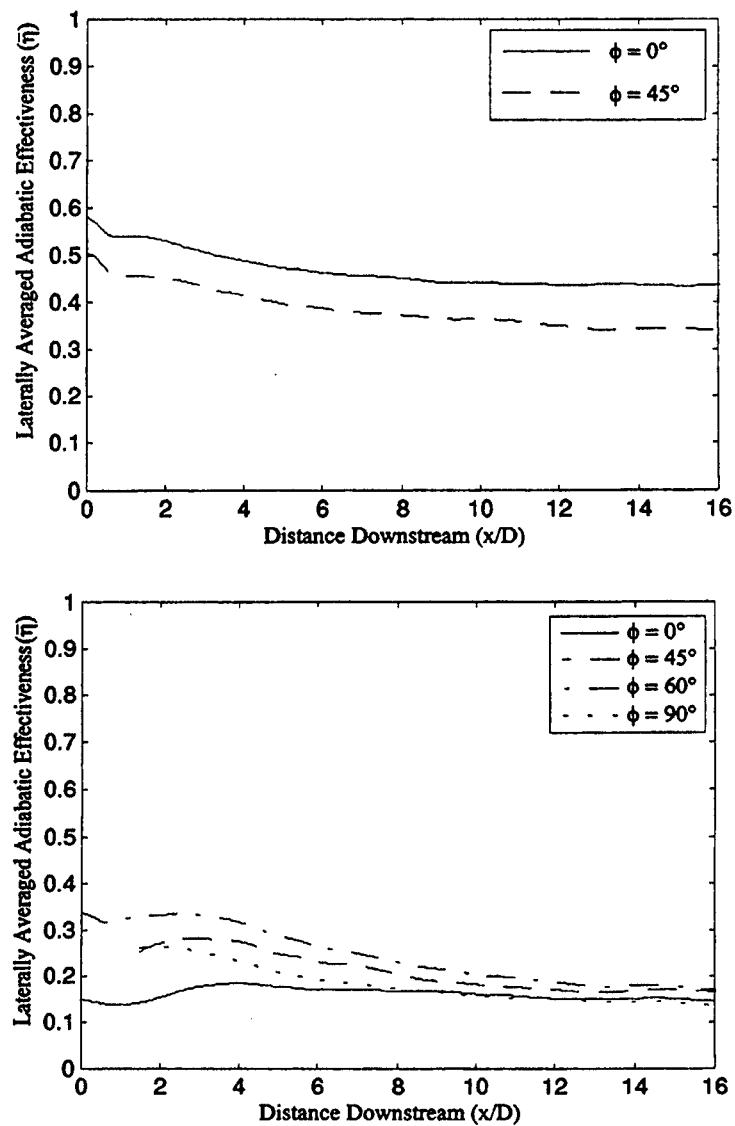


Abb. 2.23: Vergleich des Einflusses des lateralen Anstellwinkels ϕ bei zylindrischen (oben) und divergenten (unten) Bohrungen auf die Filmkühleffektivität, nach [92]

Abbildungen, Kap. 2

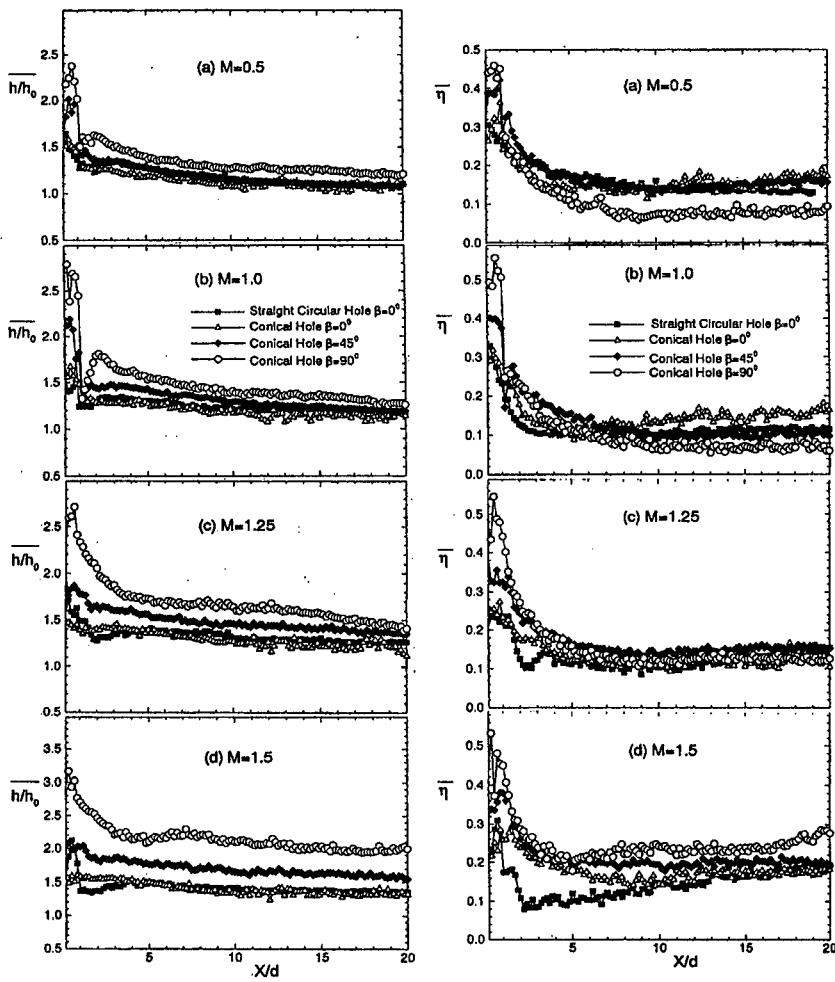


Abb. 2.24: Einfluß der lateralen Anstellung auf den Wärmeübergangskoeffizienten h und die Filmkühleffektivität η bei divergenten Bohrungen bezogen auf den Fall ohne Ausblasung (Index 0), nach [24]

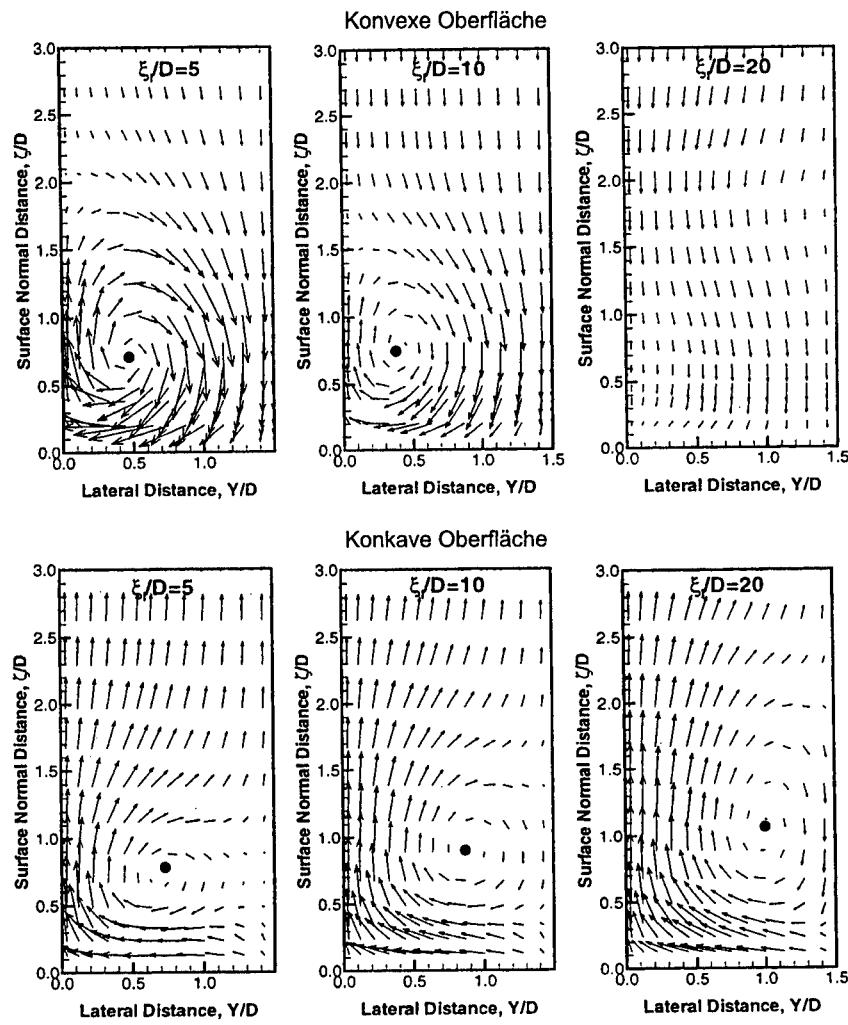
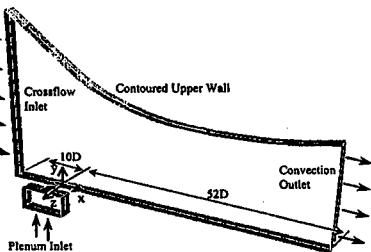
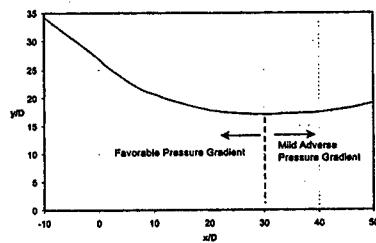


Abb. 2.25: Wirkung der Oberflächenkrümmung auf den Strahlverlauf bei Filmkühlungsausblassung dargestellt an verschiedenen Positionen stromab der Bohrung, $M=1.5$, nach [10]

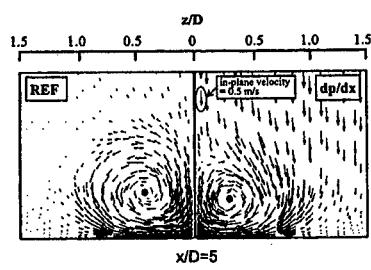
Abbildungen, Kap. 2



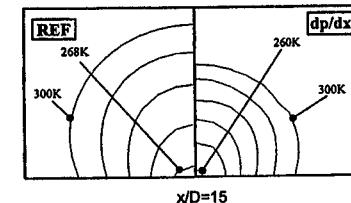
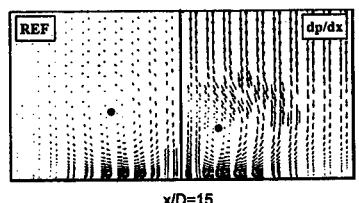
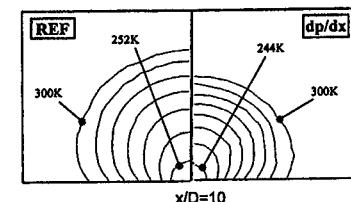
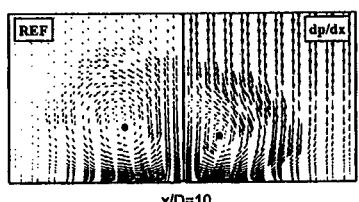
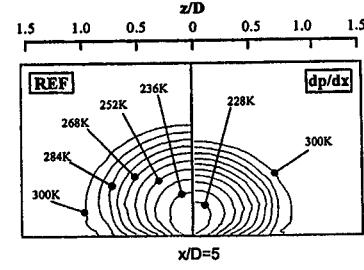
a) Dreidimensionales Rechengebiet



b) Koordinaten der konturierten oberen Kanalwand



a) Dreidimensionales Rechengebiet



c)

Strömungsvektoren in einer Profilnormalenebene mit Markierung der Wirbelzentren, $M=0.6$,
(REF : Referenzfall ohne Druckgradient,
 dp/dx : Strömungsfall mit Druckgradient)

d)
Verteilung der statischen Temperatur,
 $M=0.6$,
(REF : Referenzfall ohne Druckgradient,
 dp/dx : Strömungsfall mit Druckgradient)

Abb. 2.26: Einfluß des Druckgradienten auf die Strahlentwicklung (Wirbel- und Temperaturfeld) bei Ausblasung aus zylindrischen Bohrungen über einer ebenen Platte, nach [110]

Abbildungen, Kap. 2

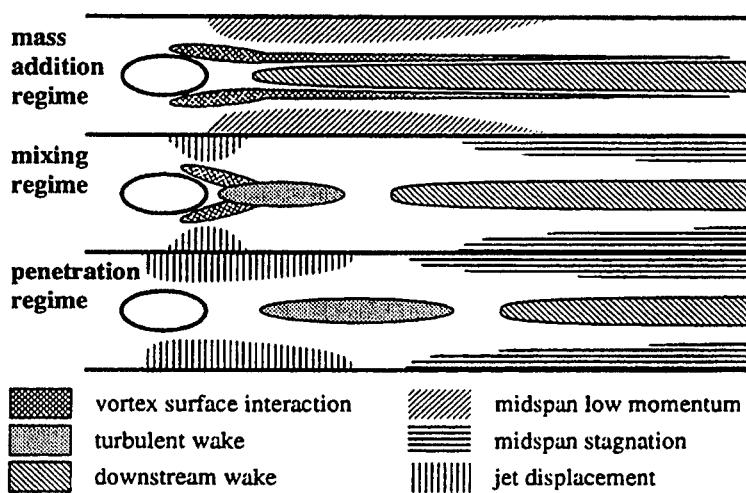


Abb. 2.27: Charakteristische aerodynamische Strömungsphänomene und zugeordnete Wärmeübergangseffekte, nach [5]

Abbildungen, Kap. 3

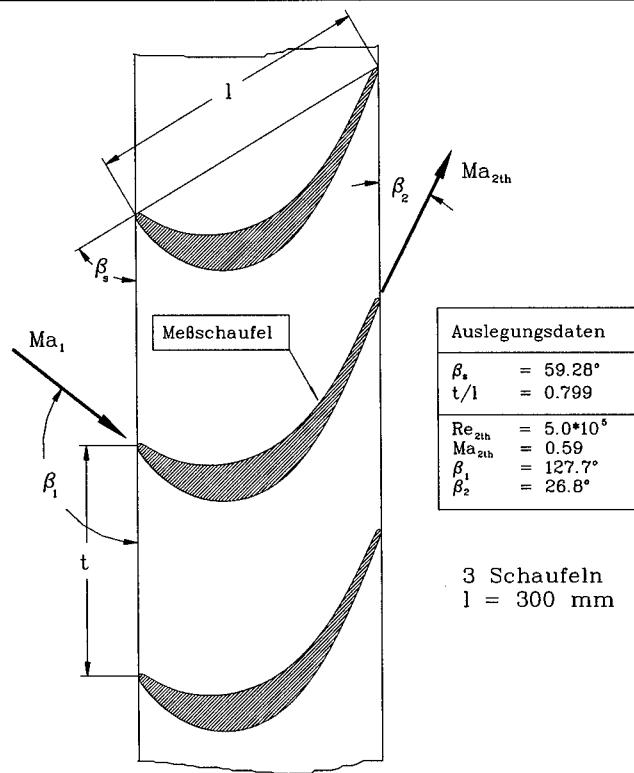


Abb. 3.1: Geometrie und Auslegungsdaten des Turbinengitters T106-300

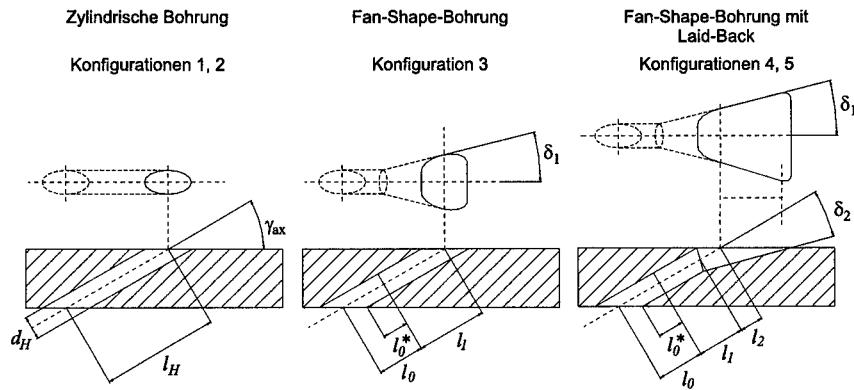


Abb. 3.2: Definition der Bemaßungsgrößen von konturierten Filmkühlungsbohrungen

Abbildungen, Kap. 3

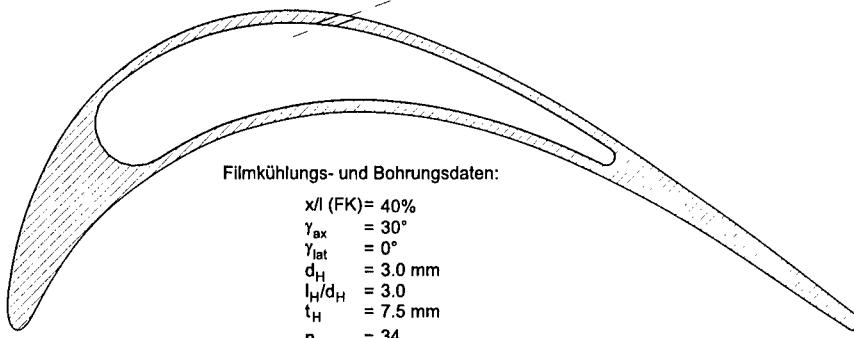
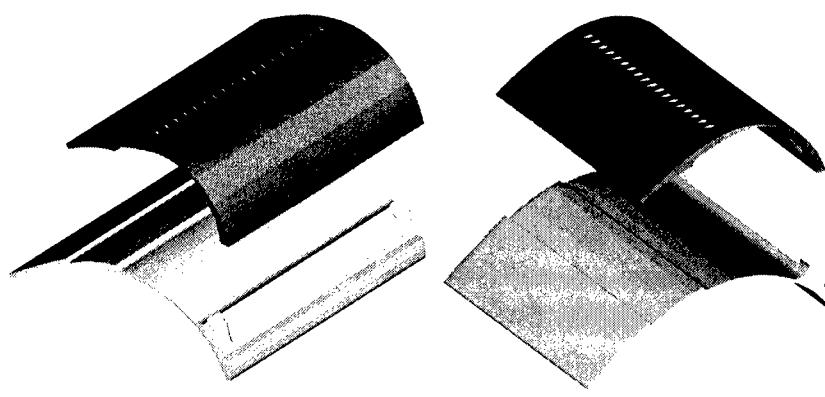


Abb. 3.3: Querschnitt der Meßschaufel des Turbinengitters T106-300-0, nach [105]



a) Vorderansicht

b) Rückansicht

Abb. 3.4: Modellteilung aller Versuchsträger des Gitters T106-300

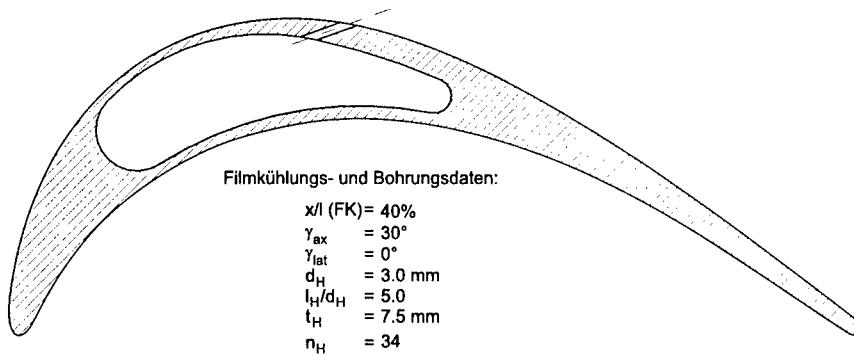


Abb. 3.5: Querschnitt der Meßschaufel des Turbinengitters T106-300-1

Abbildungen, Kap. 3

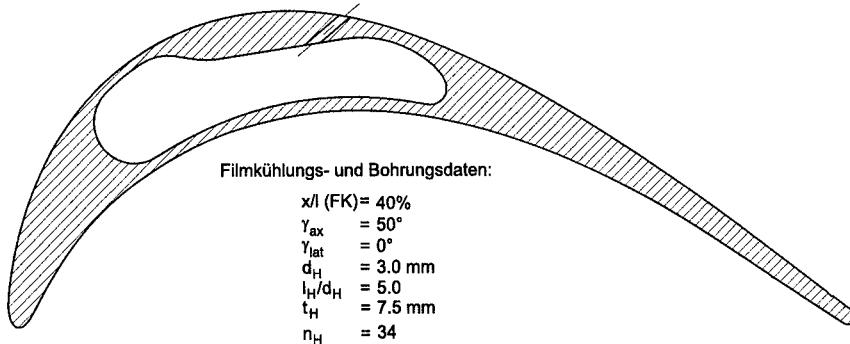


Abb. 3.6: Querschnitt der Meßschaufel des Turbinengitters T106-300-2

Windkanaldata:		Meßstreckenkennwerte:	
- Antriebsleistung	$P = 1300 \text{ kW}$	- Mach-Zahl	$0.2 \leq Ma \leq 1.05$
- Verdichter	6 Stufen	- Reynolds-Zahl	$0.2 \cdot 10^6 \text{ m}^{-1} \leq Re / 116.0 \cdot 10^6 \text{ m}^{-1}$
Volumenstrom	$\dot{V} = 30 \text{ m}^3 / \text{s}$	- Zuström turbulenzgrad	$0.4 \% \leq Tu_i \leq 7.5 \%$
Druckverhältnis	$p_{tr}/p_K = 2.14$	- Zuströmwinkel	$25^\circ \leq \beta_i \leq 155^\circ$
Geschwindigkeit	$n_{max} = 6300 \text{ min}^{-1}$	- Schaufelhöhe	300 mm
- Kammerdruck	$p_K = 0.04 - 1.2 \text{ bar}$		

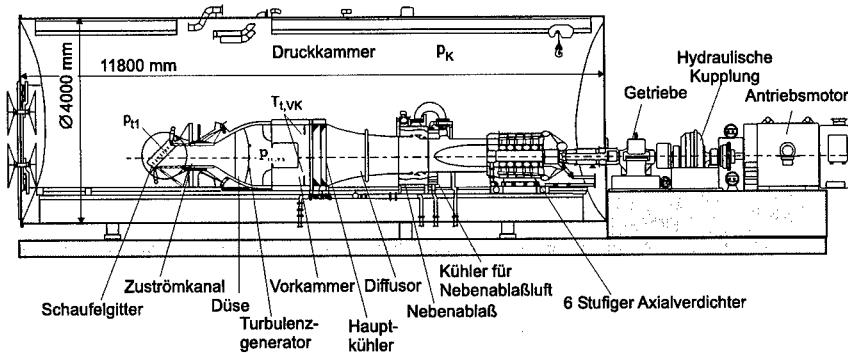
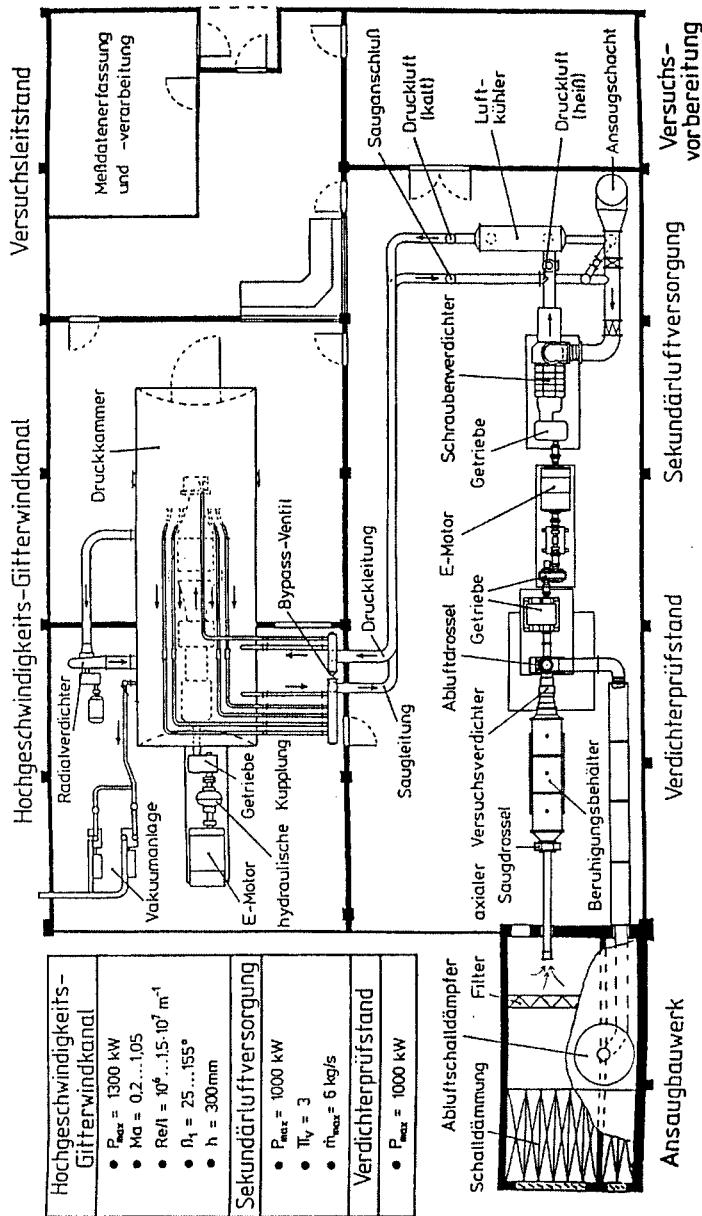


Abb. 3.7: Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal HGK

KOMPONENTENVERSUCHSANLAGE (KVA) - Institut für Strahl[antriebe



Abbildungen, Kap. 3

Abb. 3.8: Grundriß der Sekundärluftversorgung der Komponentenversuchsanlage

Abbildungen, Kap. 3

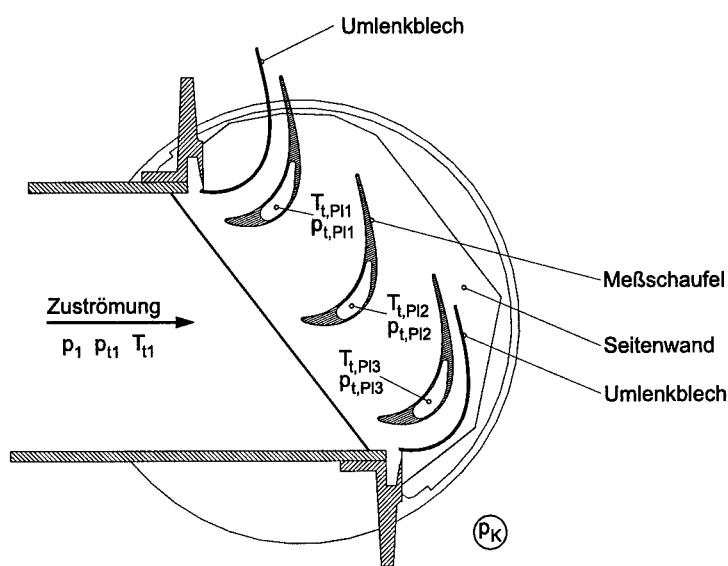


Abb. 3.9: Einbau des Turbinengitters T106-300 in die Meßstrecke des HGK

Abbildungen, Kap. 3

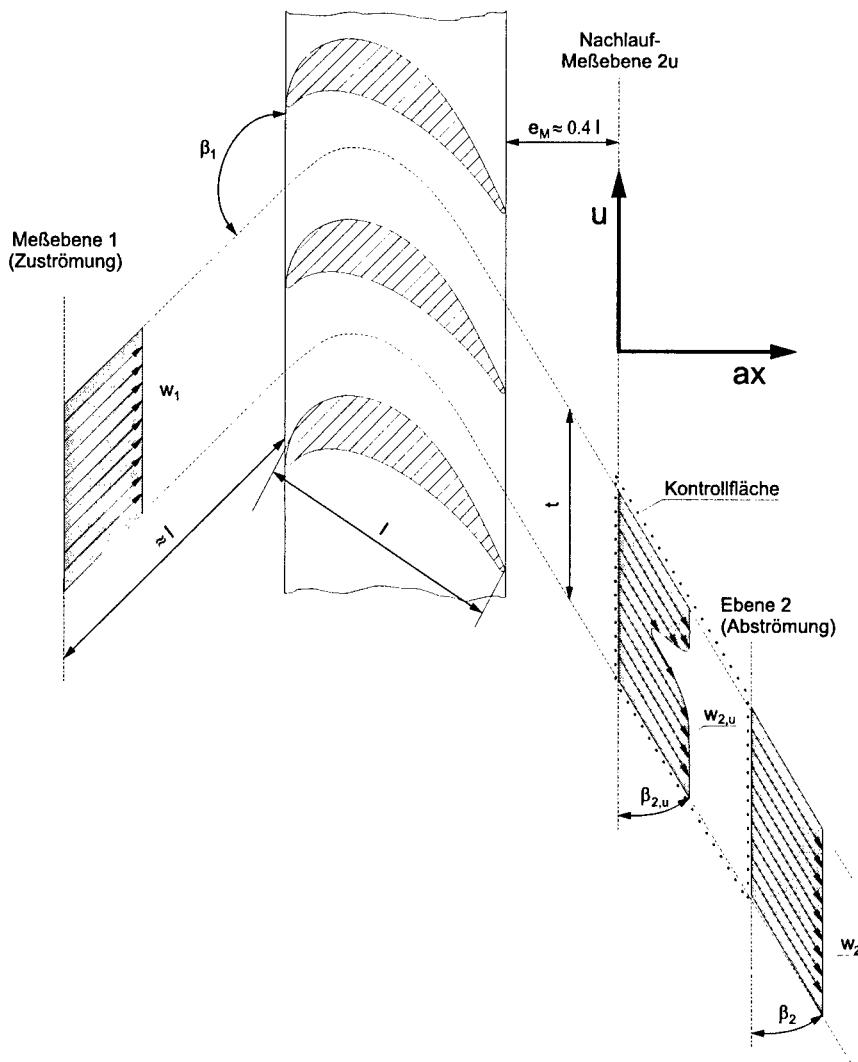


Abb. 3.10: Kontrollflächen der Nachlaufmessung

Abbildungen, Kap. 3

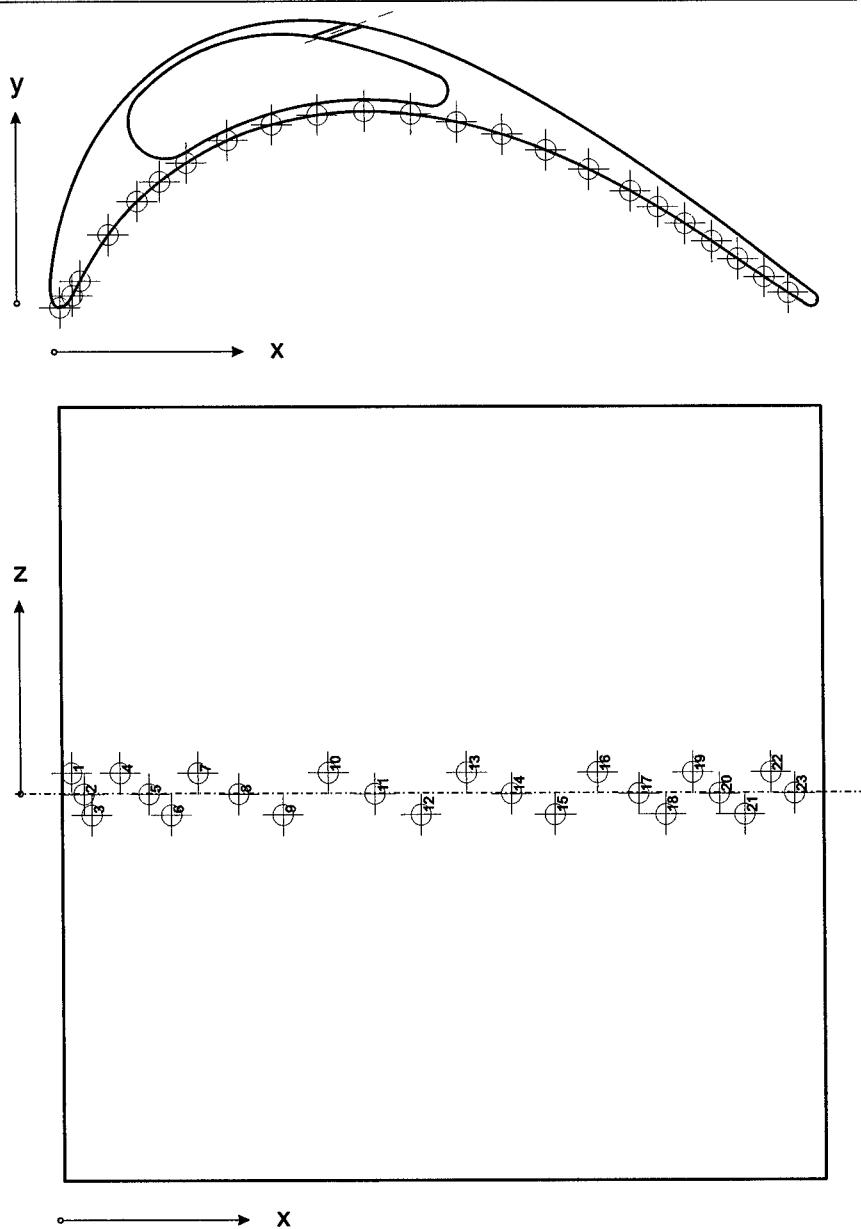


Abb. 3.11: Lage der Profildruckverteilungsbohrungen auf der Druckseite des Turbinengitters
T106-300-x

Abbildungen, Kap. 3

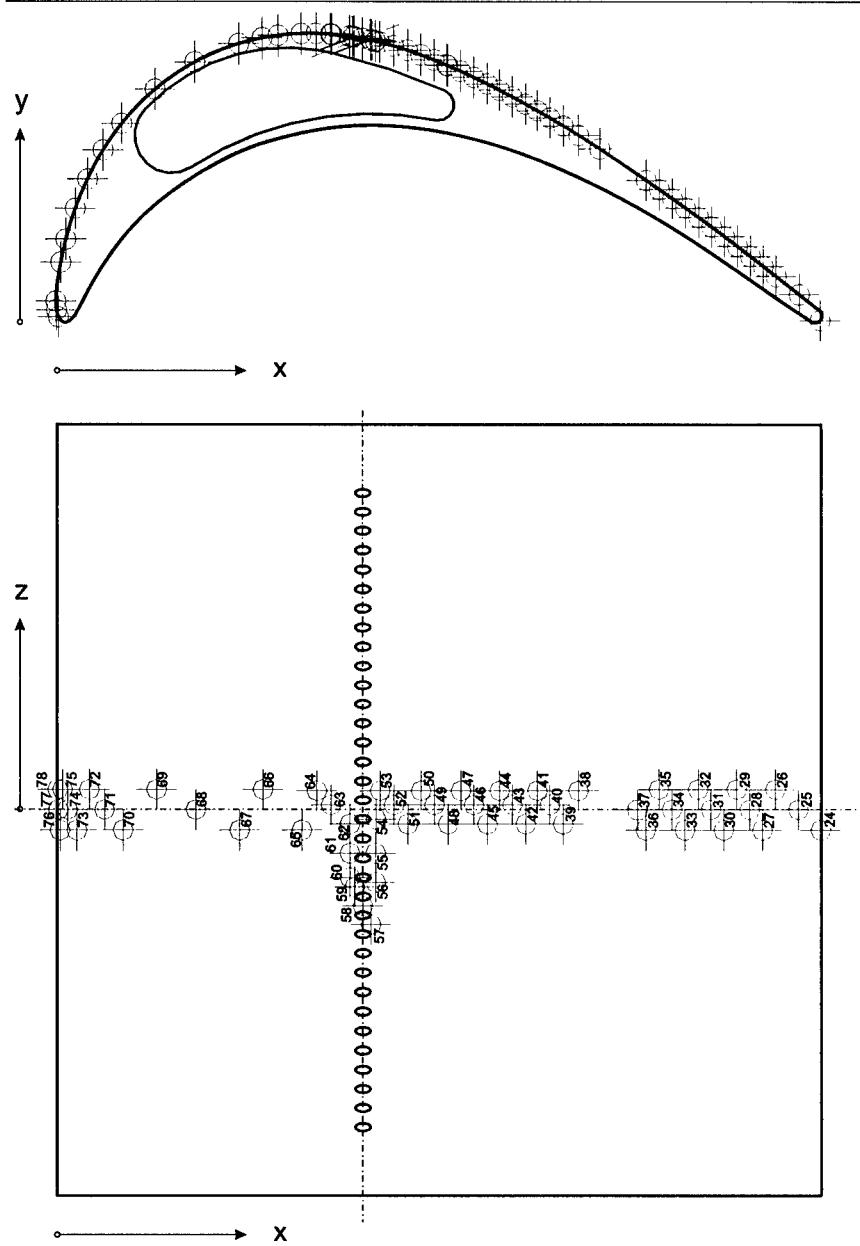


Abb. 3.12: Lage der Profildruckverteilungsbohrungen auf der Saugseite des Turbinengitters
T106-300-1

Abbildungen, Kap. 3

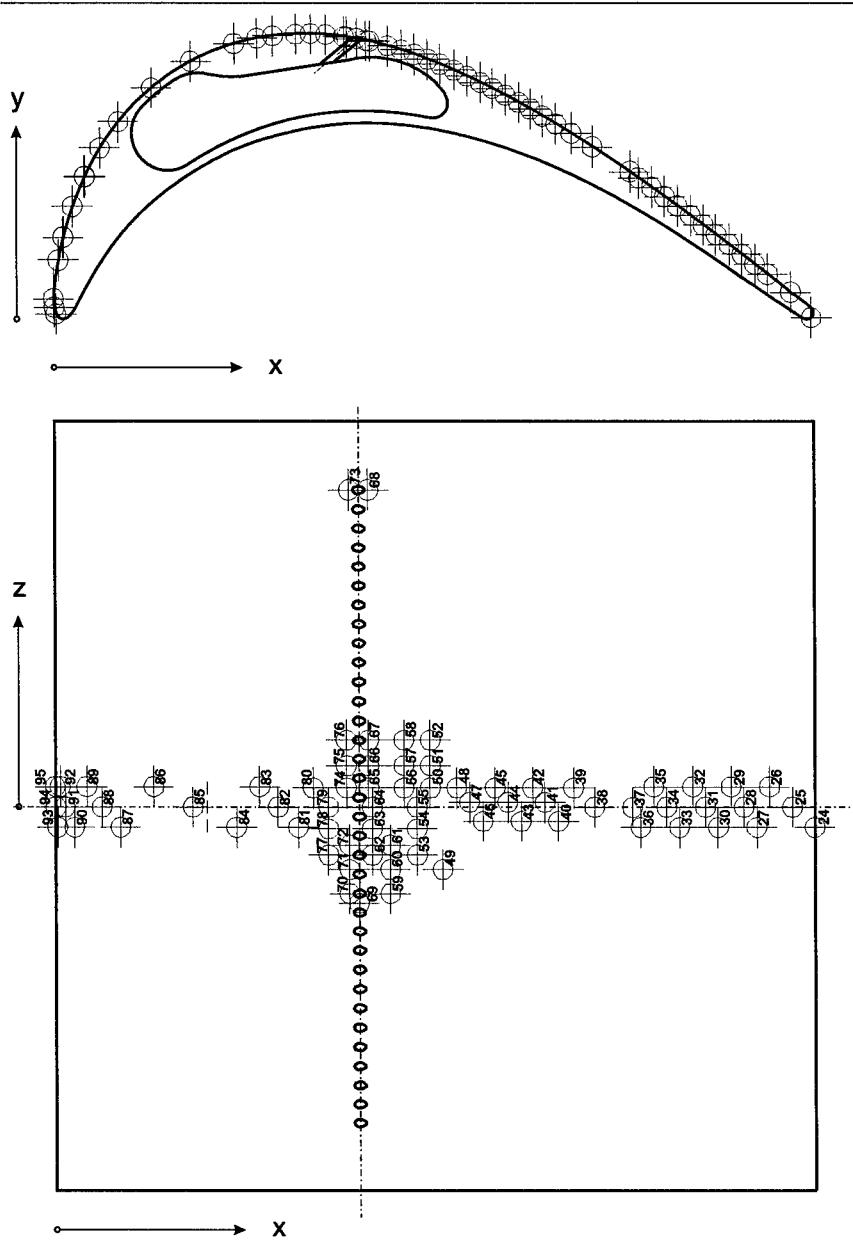


Abb. 3.13: Lage der Profildruckverteilungsbohrungen auf der Saugseite des Turbinengitters T106-300-2

Abbildungen, Kap. 3

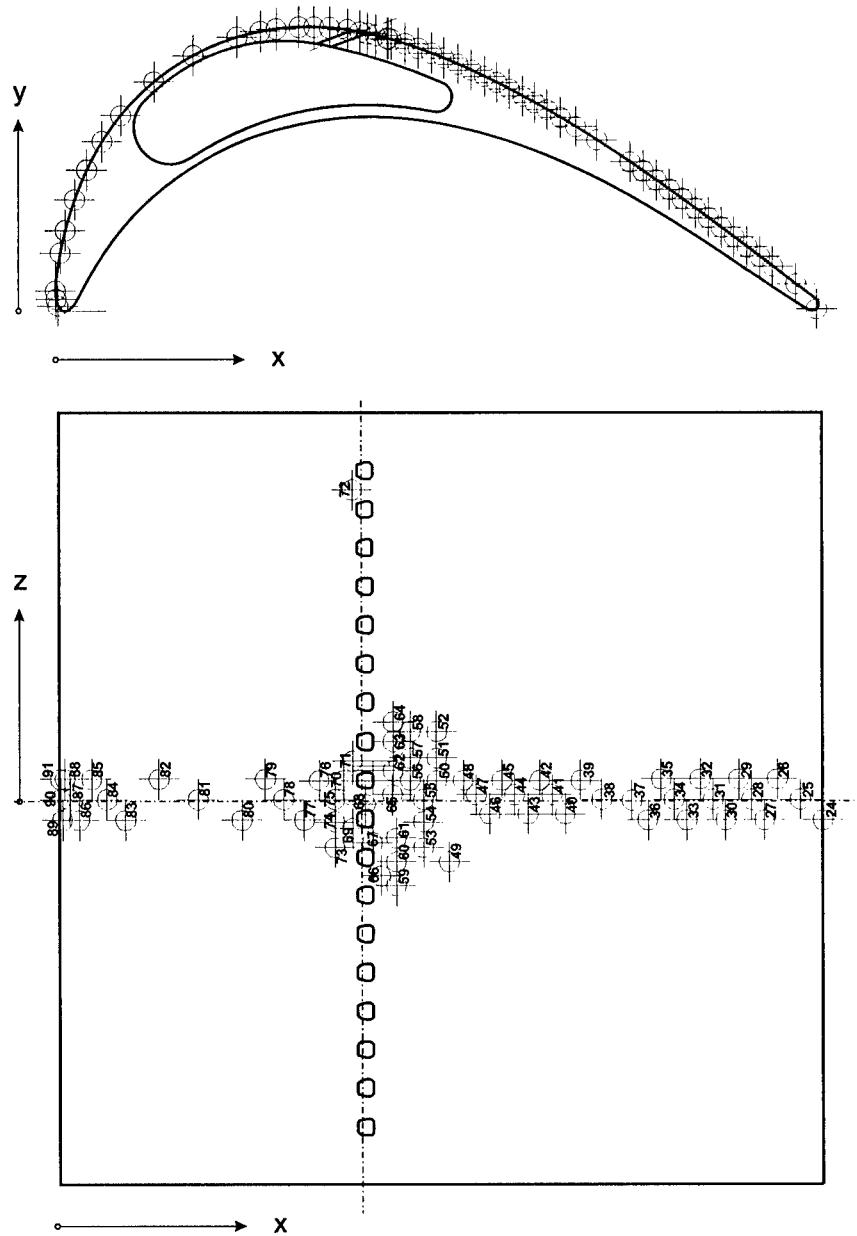


Abb. 3.14: Lage der Profildruckverteilungsbohrungen auf der Saugseite des Turbinengitters
T106-300-3

Abbildungen, Kap. 3

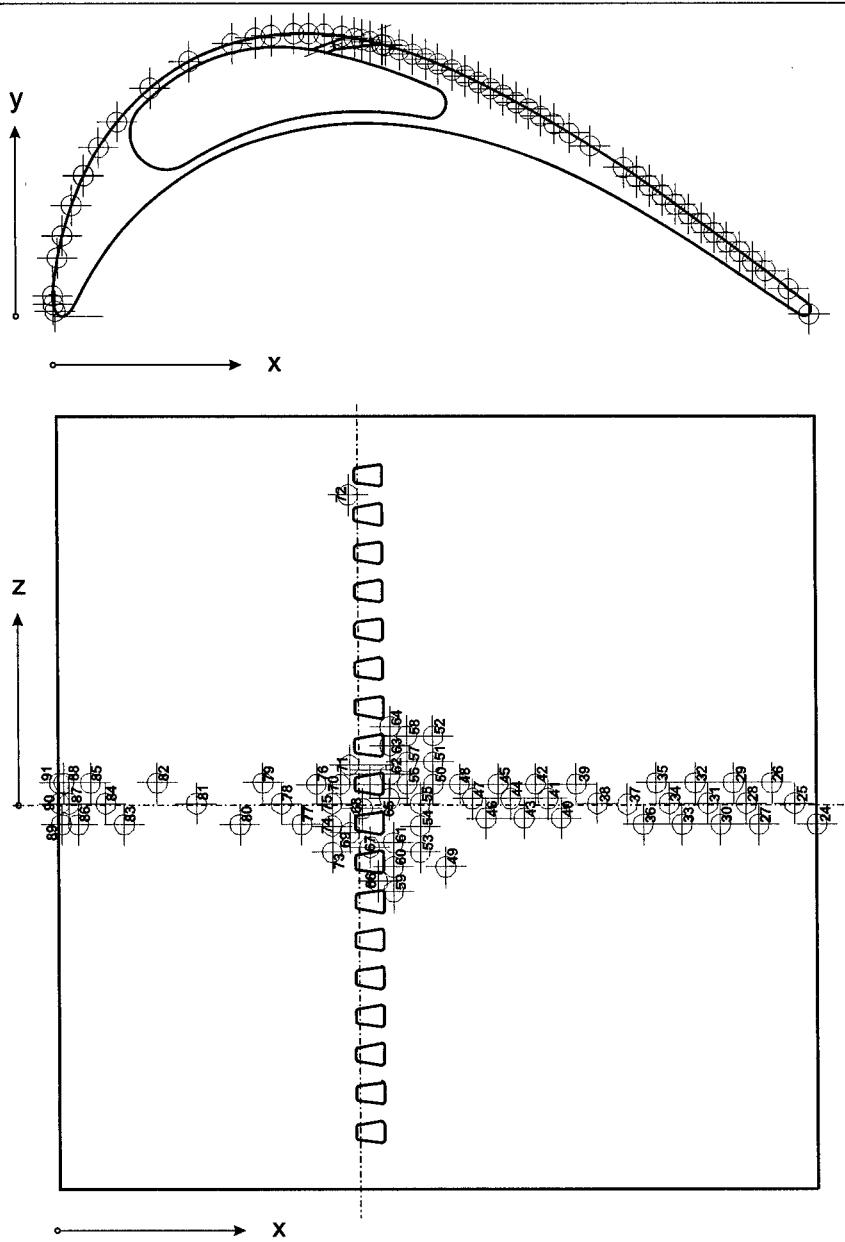


Abb. 3.15: Lage der Profildruckverteilungsbohrungen auf der Saugseite des Turbinengitters
T106-300-4

Abbildungen, Kap. 3

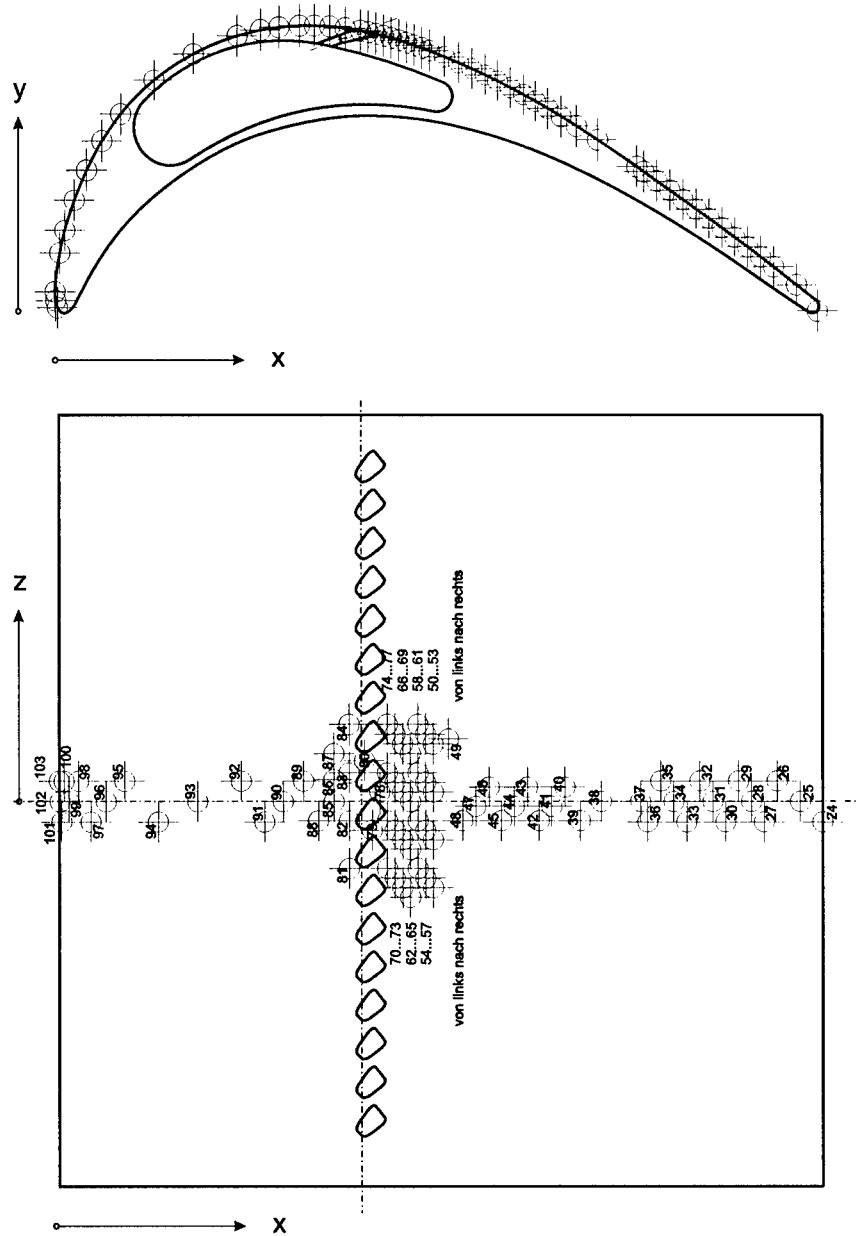


Abb. 3.16: Lage der Profildruckverteilungsbohrungen auf der Saugseite des Turbinengitters
T106-300-5

Abbildungen, Kap. 3

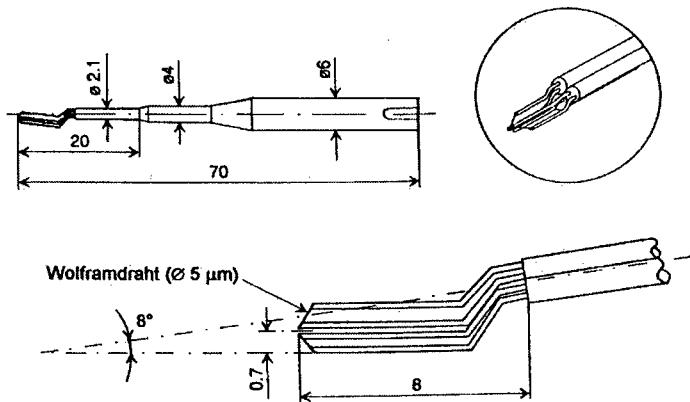


Abb. 3.17: Aufbau einer 3D Subminiatur-Hitzdrahtsonde

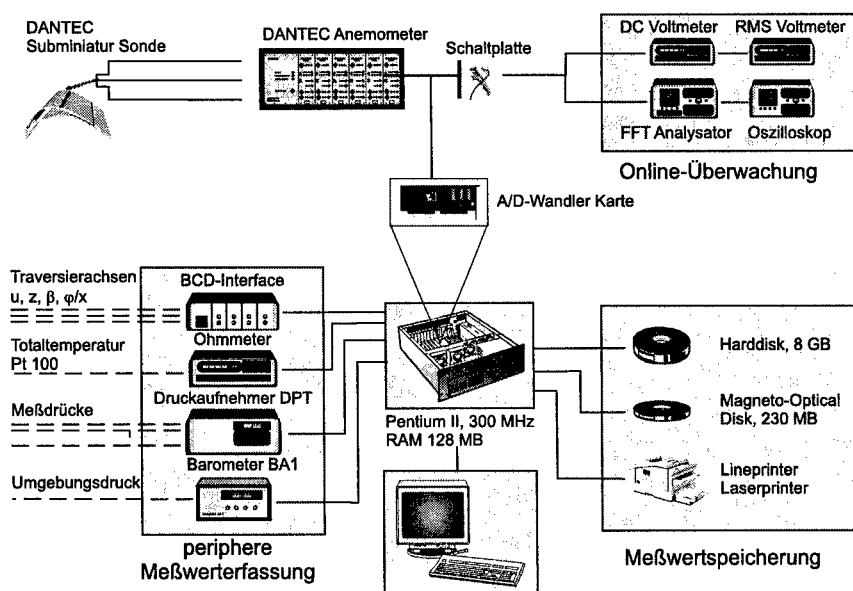


Abb. 3.18: Aufbau der PC basierten 3D Hitzdraht-Anemometrie

Abbildungen, Kap. 3

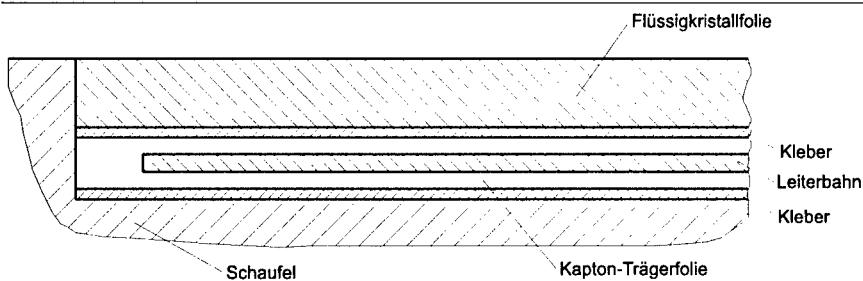


Abb. 3.19: Querschnitt durch die Flüssigkristallfolie und die elektrische Heizfolie

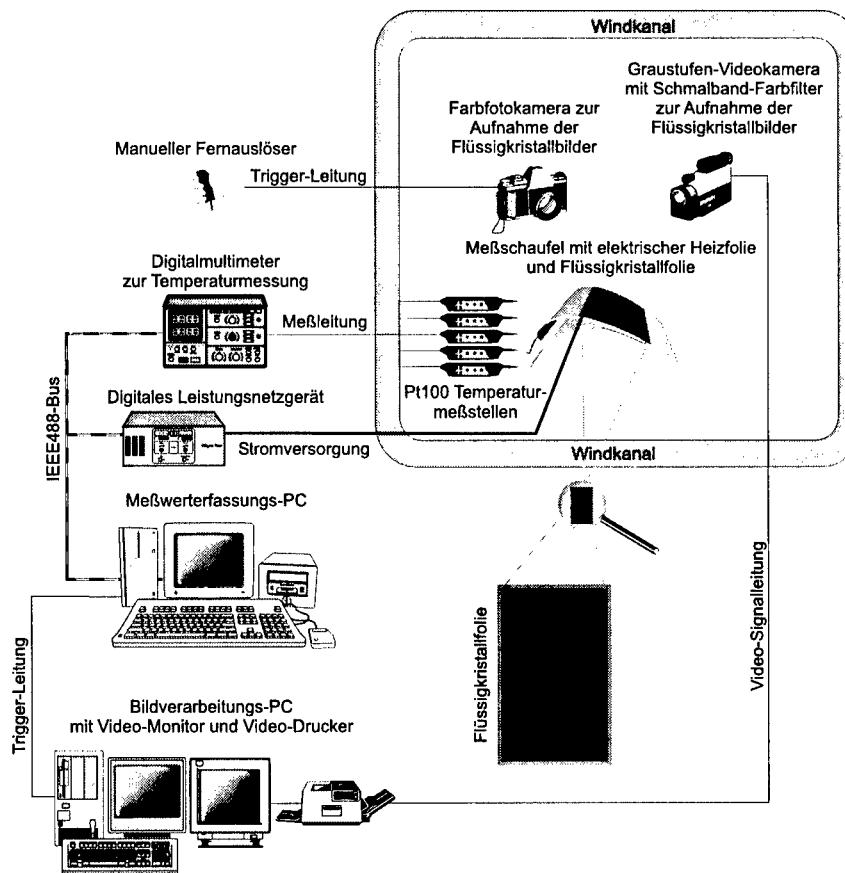


Abb. 3.20: Prinzipieller Aufbau zur Messung des Wärmeübergangskoeffizienten

Abbildungen, Kap. 3

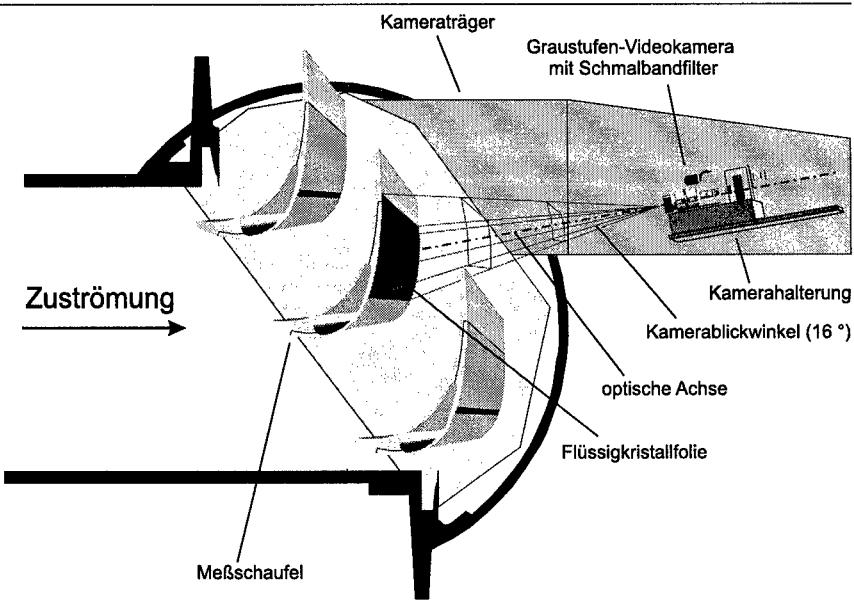


Abb. 3.21: Lage der Videokamera zur Aufnahme der Isothermenbilder

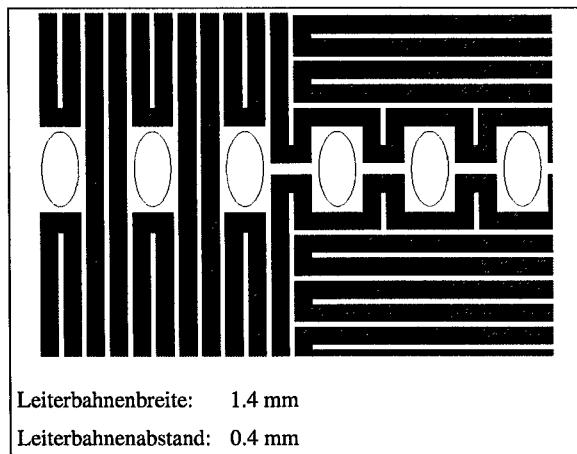


Abb. 3.22: Ausschnitt der mäanderförmigen Leiterbahn aus der Heizfolie (T106-300-1)

Abbildungen, Kap. 3

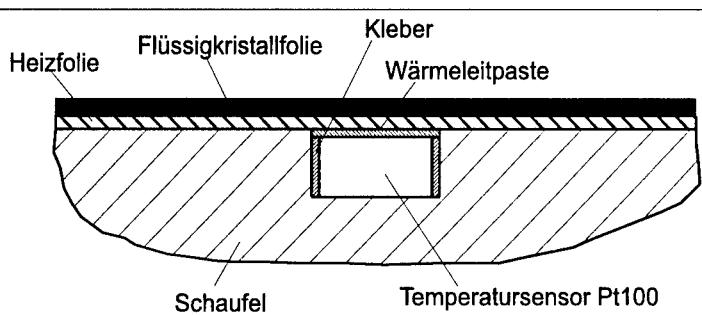
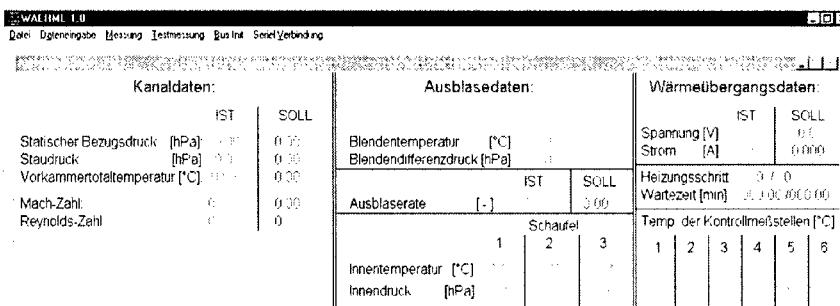


Abb. 3.23: Einbau der Kontroll-Temperaturmeßstellen in den Versuchsträger



WAERME 1.0 für Windows

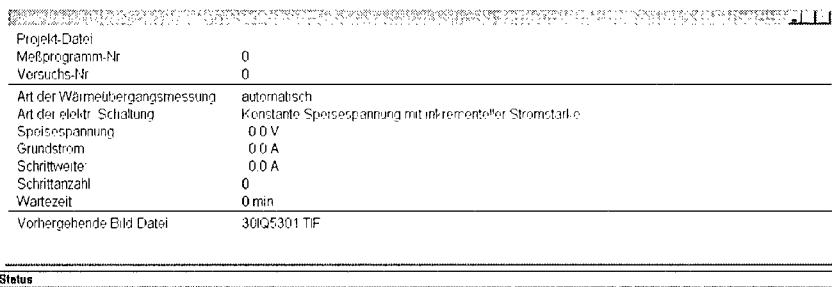


Abb. 3.24: WAERME – Hauptfenster des Windows-Programms zur Messung des Wärmeübergangs an filmgekühlten Turbinenschaufeln

Abbildungen, Kap. 3

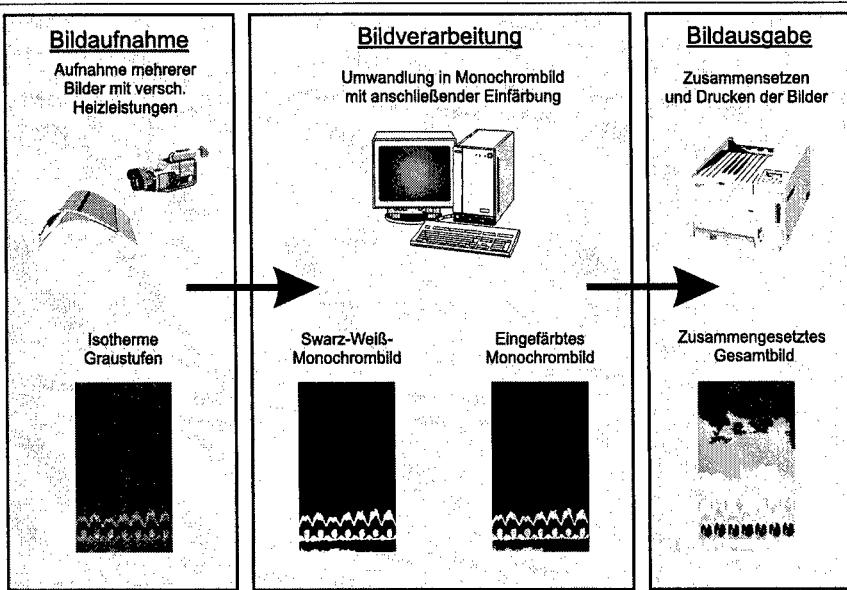


Abb. 3.25: Schritte bei der Erstellung des Gesamtfalschfarbenbildes

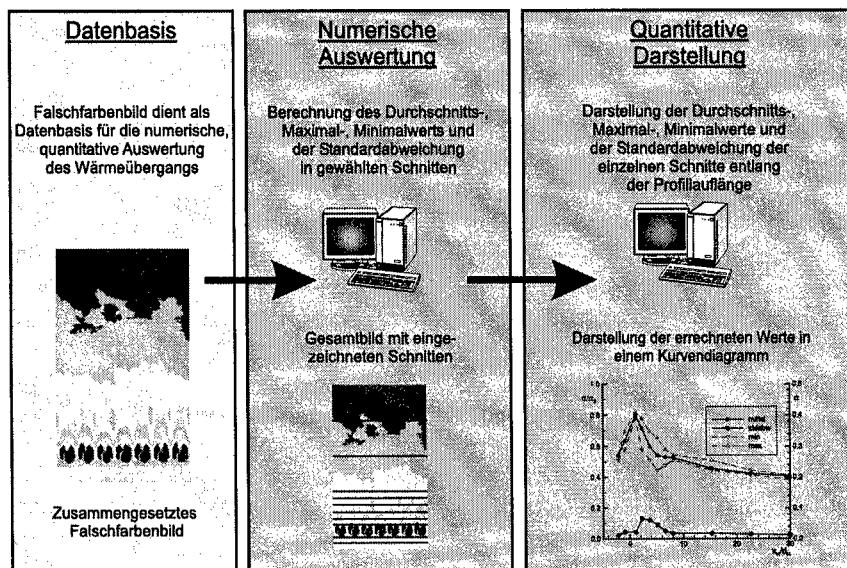


Abb. 3.26: Ablauf bei der Bestimmung des lateral gemittelten Wärmeübergangs

Abbildungen, Kap. 4

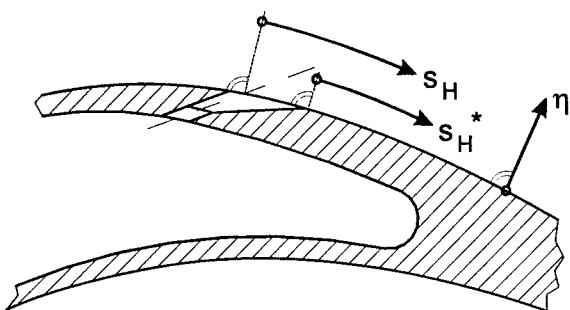


Abb. 4.1: Koordinatensysteme der Strömungs- und Wärmetebergangsmessungen

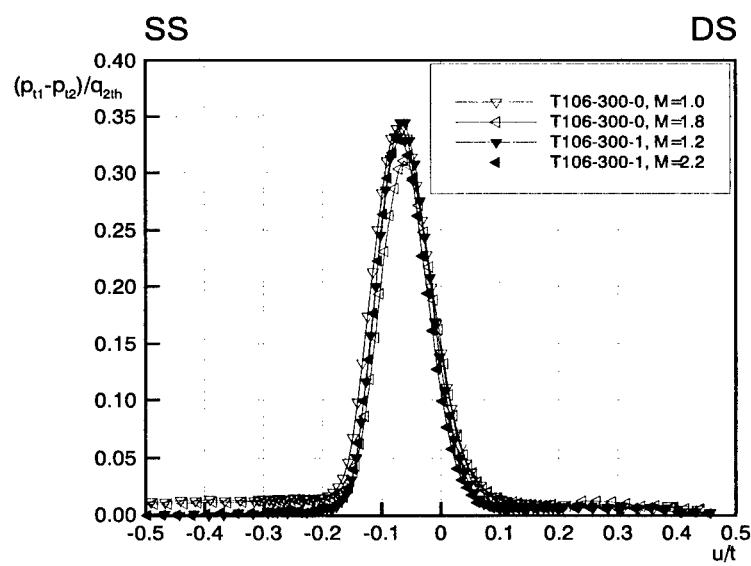


Abb. 4.2: Verlauf der Totaldruckverlustbeiwerte im Mittelschnitt der Turbinengitter T106-300-0 (aus [105]) und T106-300-1 für verschiedene Ausblaseraten

Abbildungen, Kap. 4

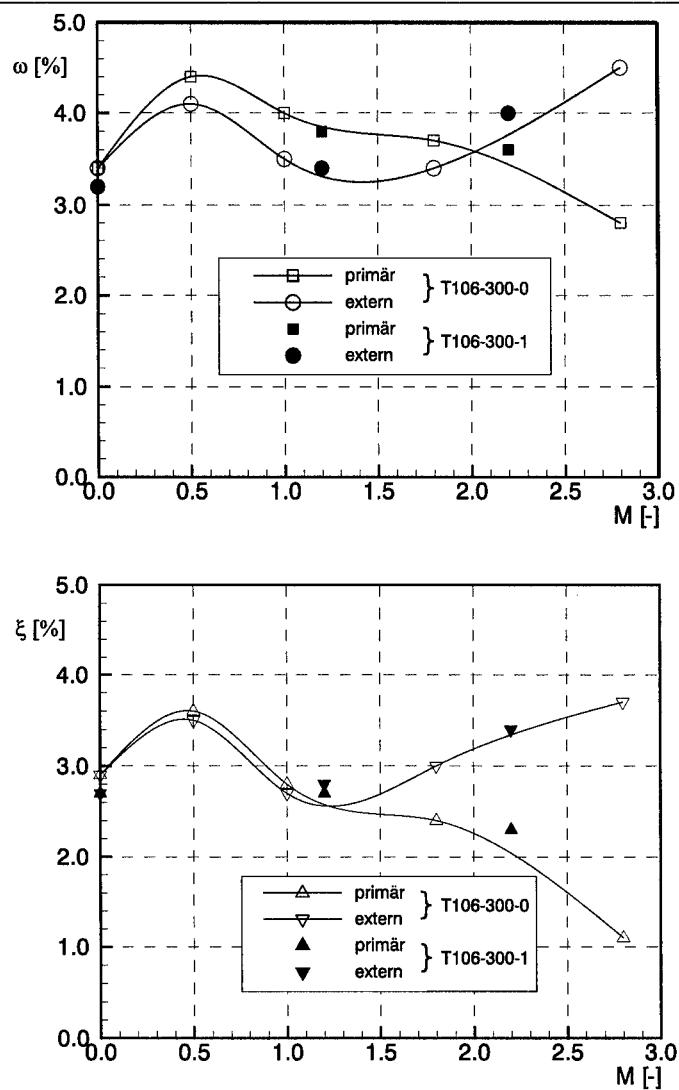


Abb. 4.3: Integrale Totaldruckverlustbeiwerte ω und Kinetische-Energieverlustbeiwerte ξ der Turbinengitter T106-300-0 (aus Wilfert [105]) und T106-300-1 für verschiedene Ausblaseraten

Abbildungen, Kap. 4

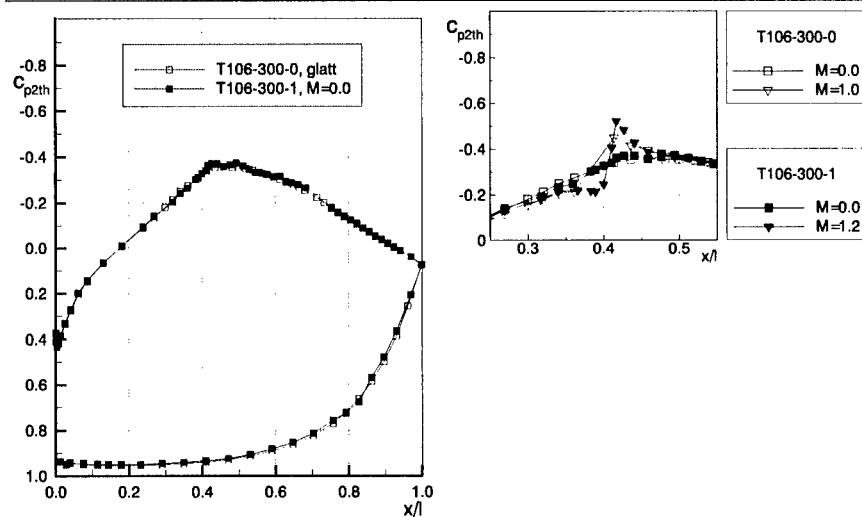


Abb. 4.4: Vergleich des dimensionslosen Profildruckbeiwerts c_{p2th} für die Turbinengitter T106-300-0 und T106-300-1 im Mittelschnitt für verschiedene Ausblaseraten

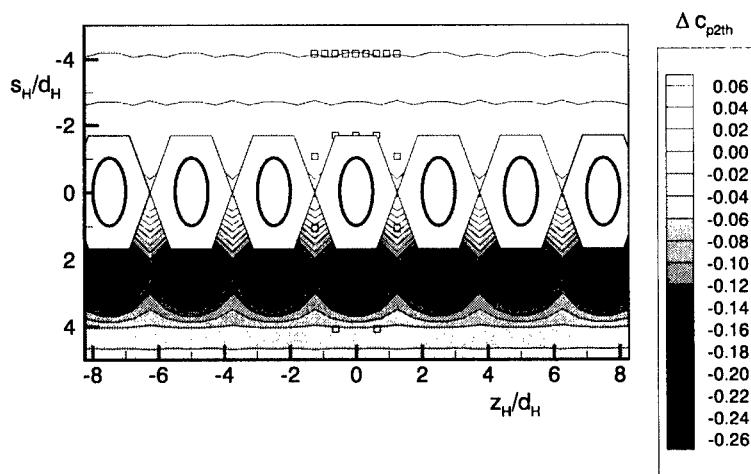


Abb. 4.5: Flächenverteilung des Differenz-Profildruckbeiwerts Δc_{p2th} am Turbinengitter T106-300-1 im Bohrungsnahfeld bei $M=1.2$

Abbildungen, Kap. 4

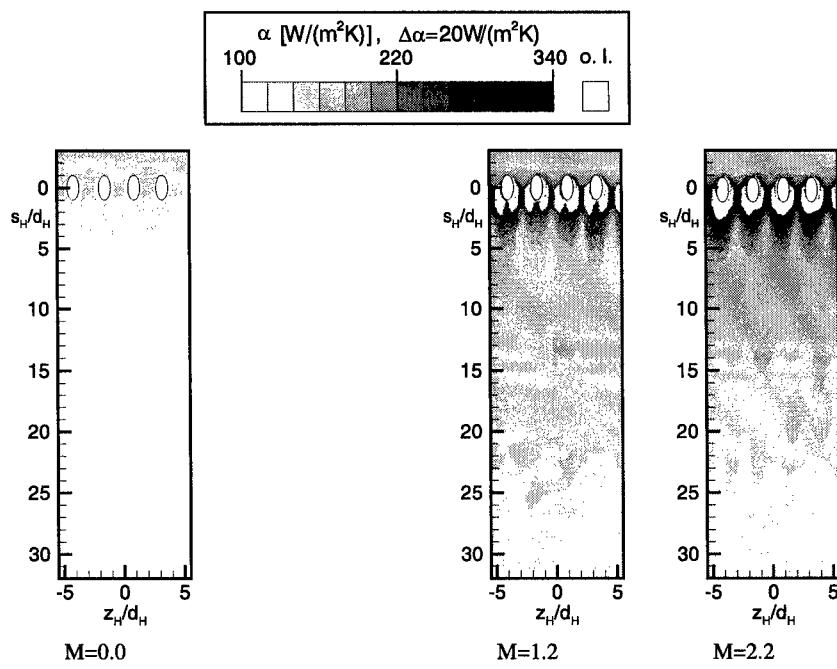


Abb. 4.6: Zweidimensionale Verteilung des lokalen Wärmeübergangskoeffizienten α am Turbinengitter T106-300-1 bei verschiedenen Ausblaseraten (o. l.: ohne Info)

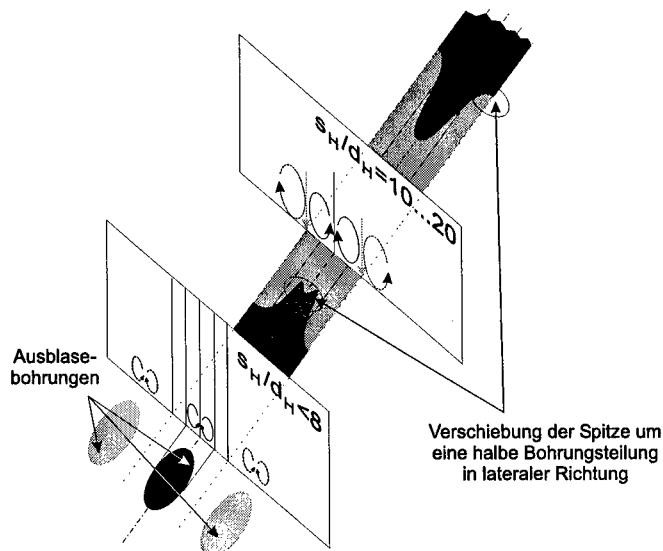


Abb. 4.7: Laterale Verschiebung des Spitzenwertes von α bei $M=2.2$, T106-300-1

Abbildungen, Kap. 4

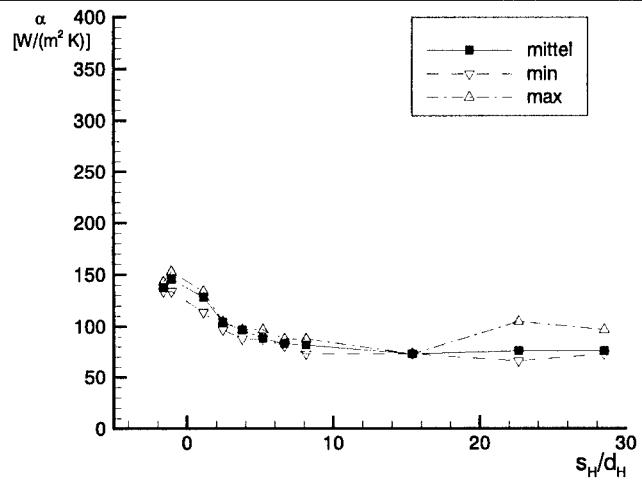


Abb. 4.8: Verlauf des lateral ausgewerteten Wärmeübergangskoeffizienten in Strömungsrichtung am Turbinengitter T106-300-1 für $M=0.0$ (offene Bohrungen)

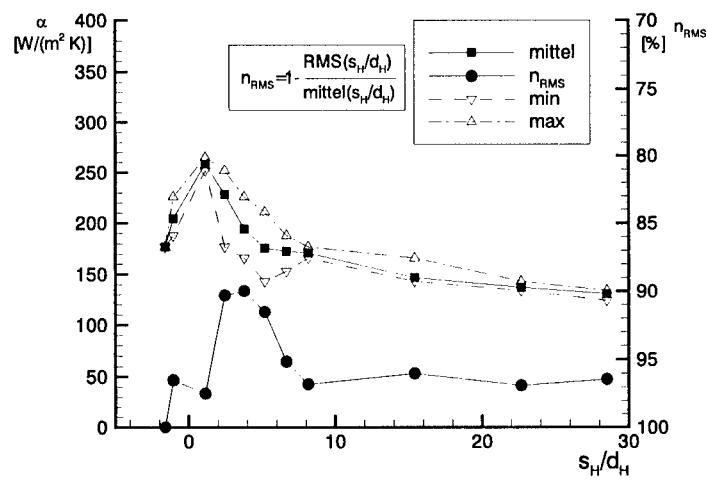


Abb. 4.9: Verlauf des lateral ausgewerteten Wärmeübergangskoeffizienten und des Homogenitätsfaktors in Strömungsrichtung am Turbinengitter T106-300-1 für $M=1.2$

Abbildungen, Kap. 4

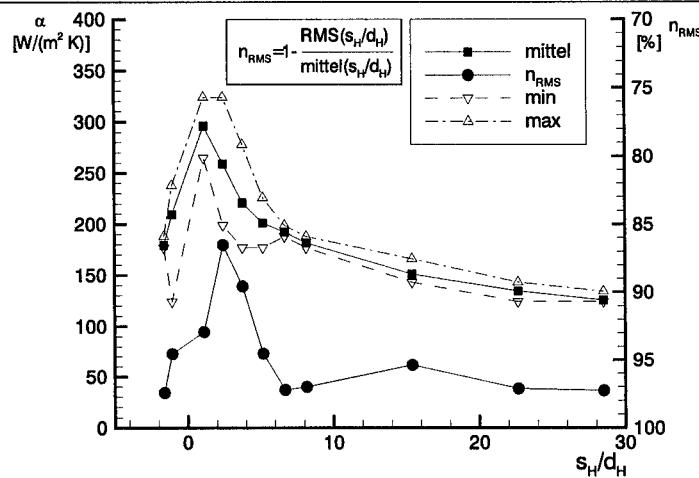


Abb. 4.10: Verlauf des lateral ausgewerteten Wärmeübergangskoeffizienten und des Homogenitätsfaktors in Strömungsrichtung am Turbinengitter T106-300-1 für $M=2.2$

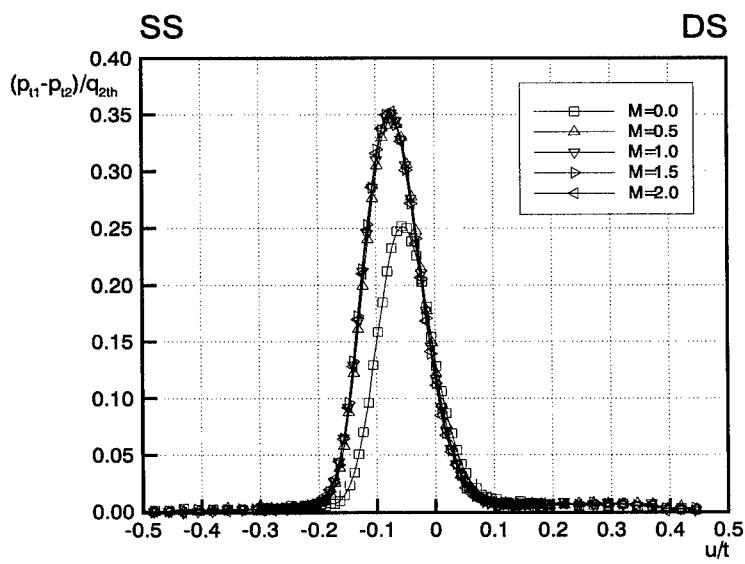


Abb. 4.11: Verlauf der Totaldruckverlustbeiwerte im Mittelschnitt des Turbinengitters T106-300-2 für verschiedene Ausblaseraten

Abbildungen, Kap. 4

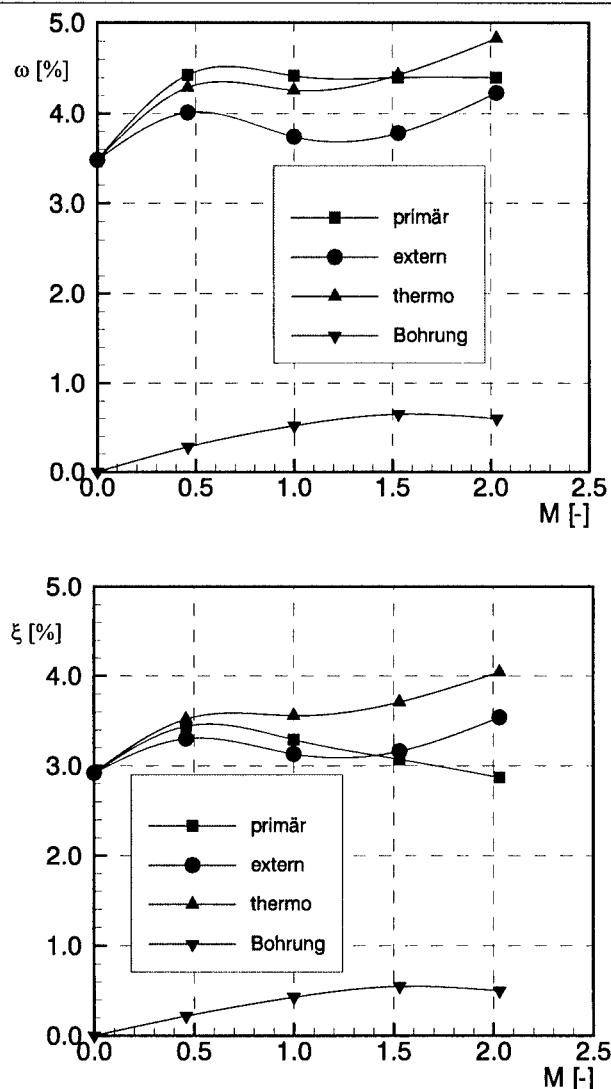


Abb. 4.12: Integrale Totaldruckverlustbeiwerte ω und Kinetische-Energieverlustbeiwerte ξ des Turbinengitters T106-300-2 für verschiedene Ausblaseraten

Abbildungen, Kap. 4

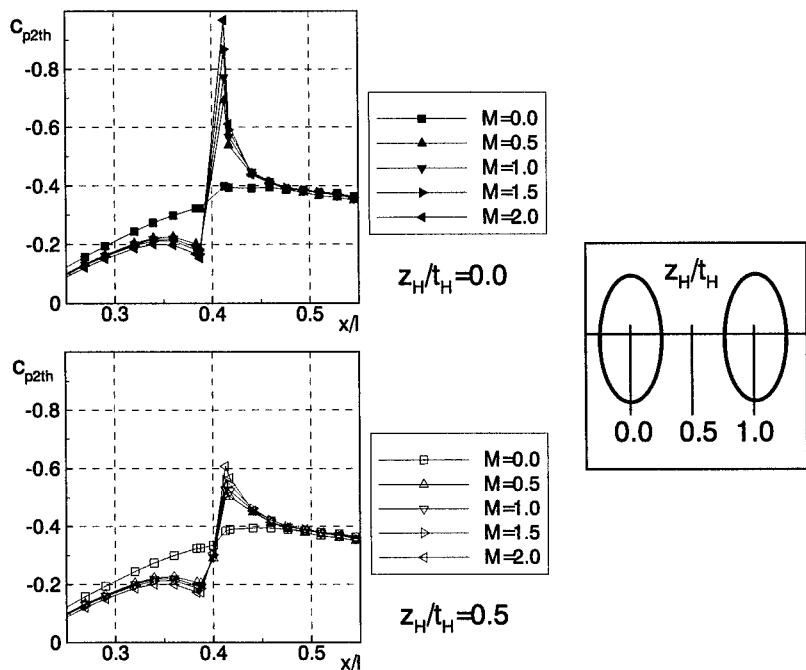


Abb. 4.13: Verlauf des Profildruckbeiwerts c_{p2th} im Ausblasebereich für $z_H/t_H=0.0$ und $z_H/t_H=0.5$ bei Variation der Ausblaserate am Turbinengitter T106-300-2

Abbildungen, Kap. 4

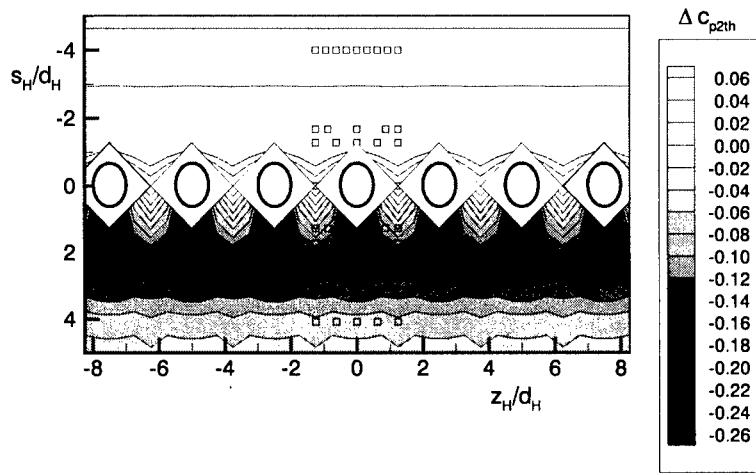


Abb. 4.14a: Flächenverteilung des Differenz-Profildruckbeiwerts Δc_{p2th} am Turbinengitter T106-300-2 im Bohrungsnahfeld bei $M=0.5$

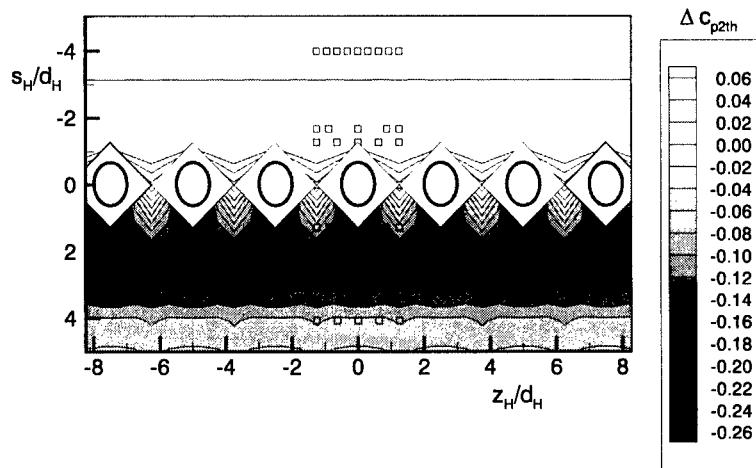


Abb. 4.14b: Flächenverteilung des Differenz-Profildruckbeiwerts Δc_{p2th} am Turbinengitter T106-300-2 im Bohrungsnahfeld bei $M=1.0$

Abbildungen, Kap. 4

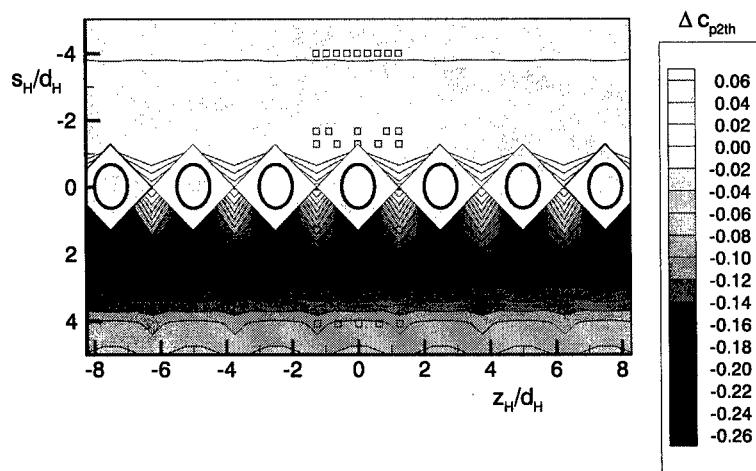


Abb. 4.14c: Flächenverteilung des Differenz-Profildruckbeiwerts Δc_{p2th} am Turbinengitter T106-300-2 im Bohrungsnahfeld bei $M=1.5$

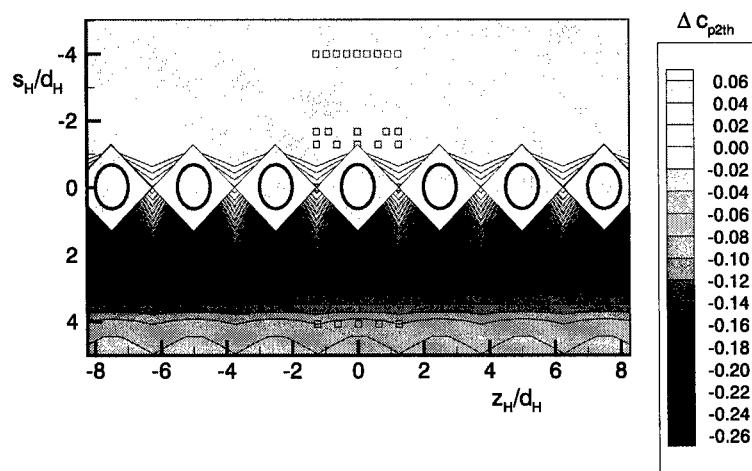


Abb. 4.14d: Flächenverteilung des Differenz-Profildruckbeiwerts Δc_{p2th} am Turbinengitter T106-300-2 im Bohrungsnahfeld bei $M=2.0$

Abbildungen, Kap. 4

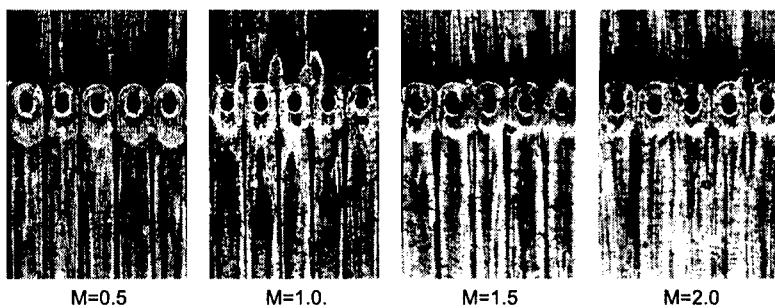


Abb. 4.15: Detailvergrößerung der Ölanstrichbilder mit der wandnahen Strömung im Ausblasebereich des Turbinengitters T106-300-2 bei verschiedenen Ausblasraten

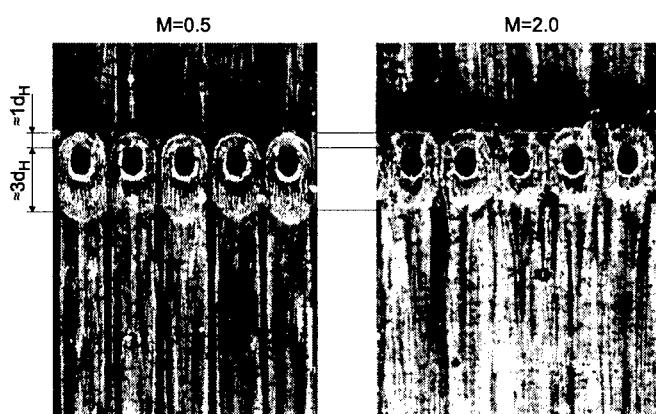


Abb. 4.16: Vergleich der Ausdehnung des Hufeisenwirbels vor den Ausblasestrahlen des Turbinengitters T106-300-2 für niedrige und hohe Ausblasraten

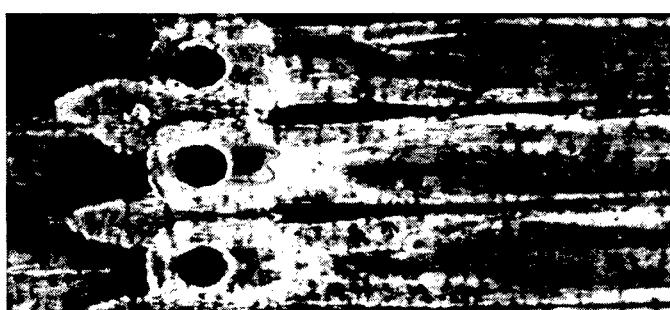


Abb. 4.17: Detailvergrößerung des Totwassergebiets im Nachlauf des Ausblasestrahls des Turbinengitters T106-300-2, M=1.0

Abbildungen, Kap. 4

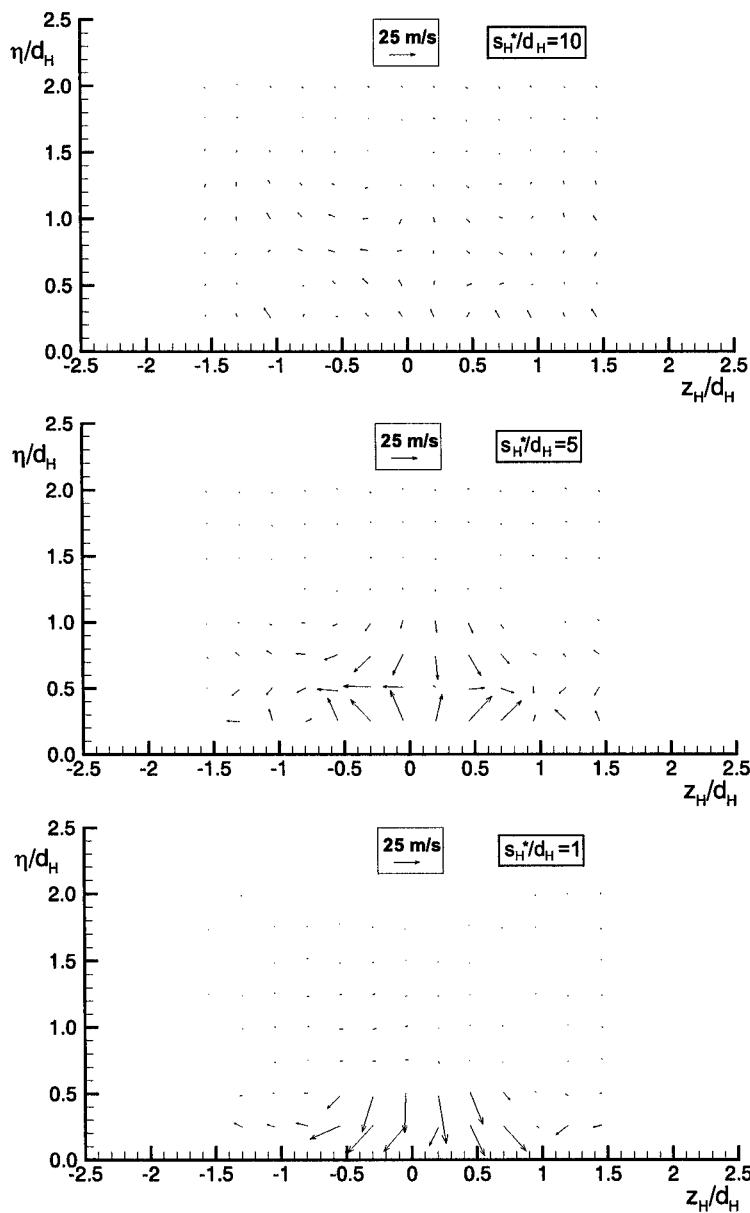


Abb. 4.18: Querströmungsgeschwindigkeiten v und w (senkrecht und lateral zur Profiloberfläche) für $M=1.0$, T106-300-2

Abbildungen, Kap. 4

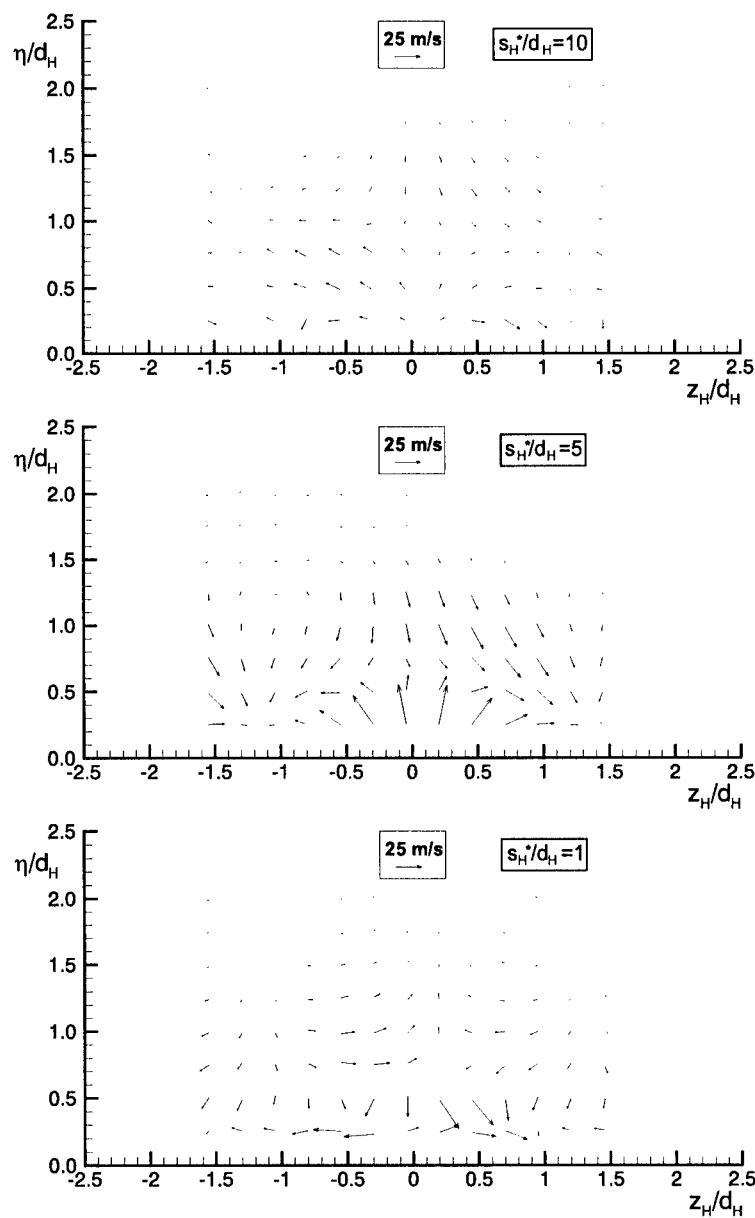


Abb. 4.19: Querströmungsgeschwindigkeiten v und w (senkrecht und lateral zur Profiloberfläche) für $M=2.0$, T106-300-2

Abbildungen, Kap. 4

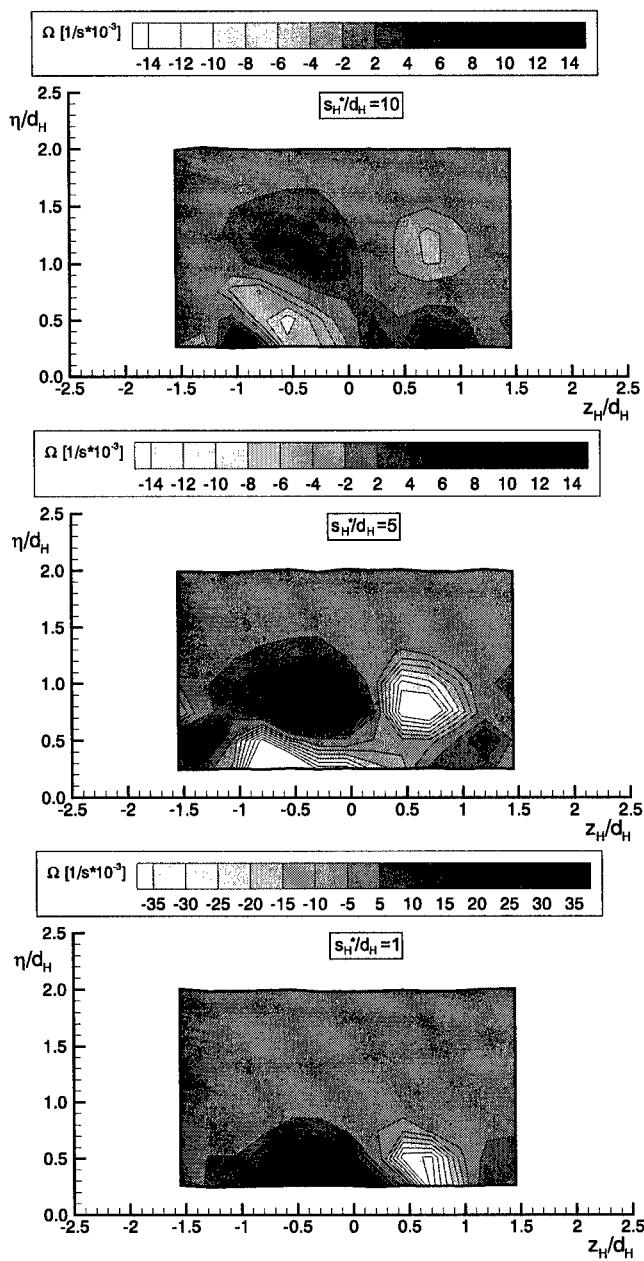


Abb. 4.20: Rotationsverteilung für $M=1.0$, T106-300-2

Abbildungen, Kap. 4

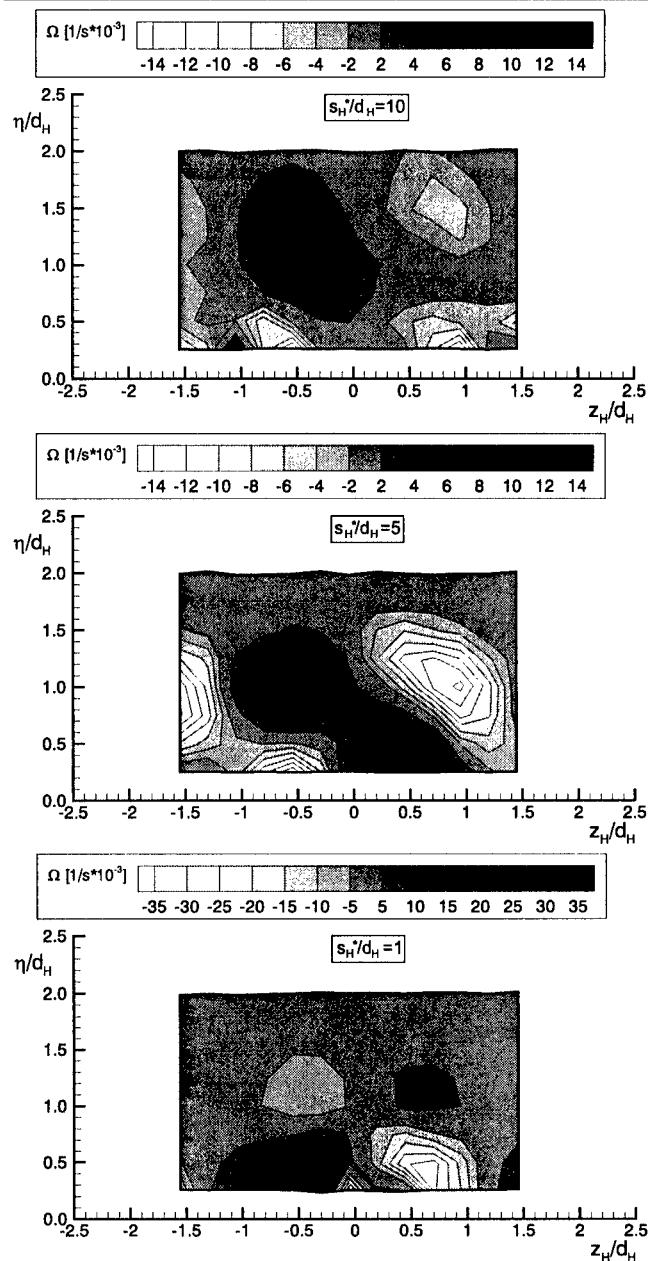


Abb. 4.21: Rotationsverteilung für $M=2.0$, T106-300-2

Abbildungen, Kap. 4

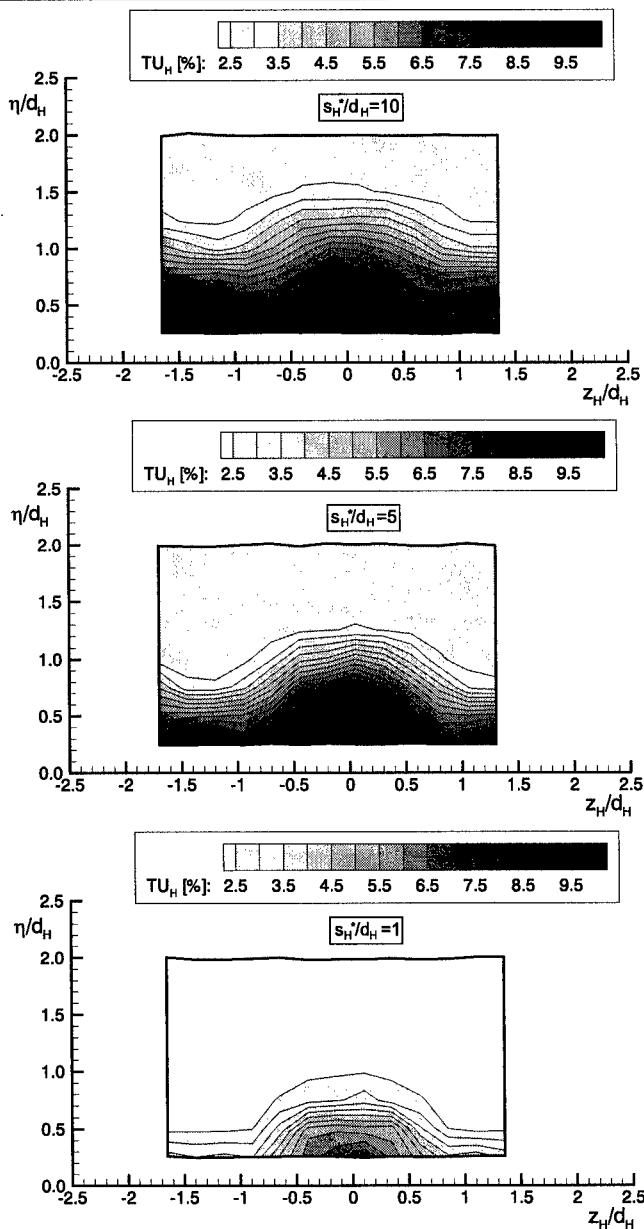


Abb. 4.22: Hauptstromturbulenzgrad TU_H für $M=1.0$, T106-300-2

Abbildungen, Kap. 4

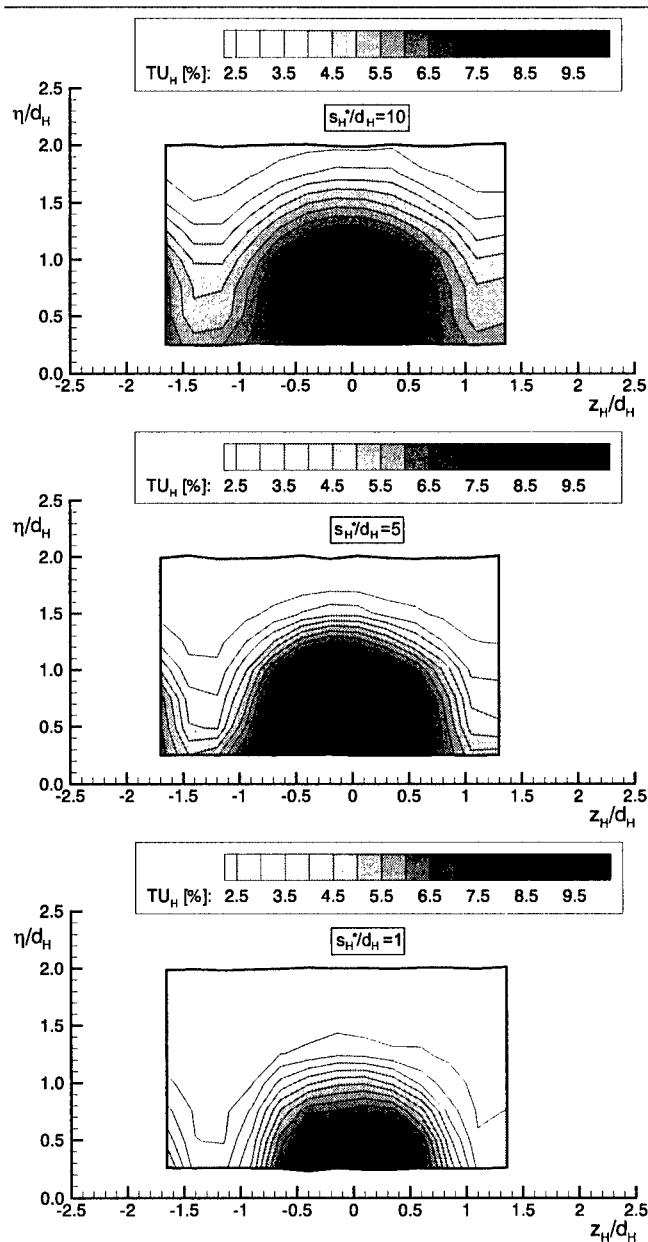


Abb. 4.23: Hauptstromturbulenzgrad TU_H für $M=2.0$, T106-300-2

Abbildungen, Kap. 4

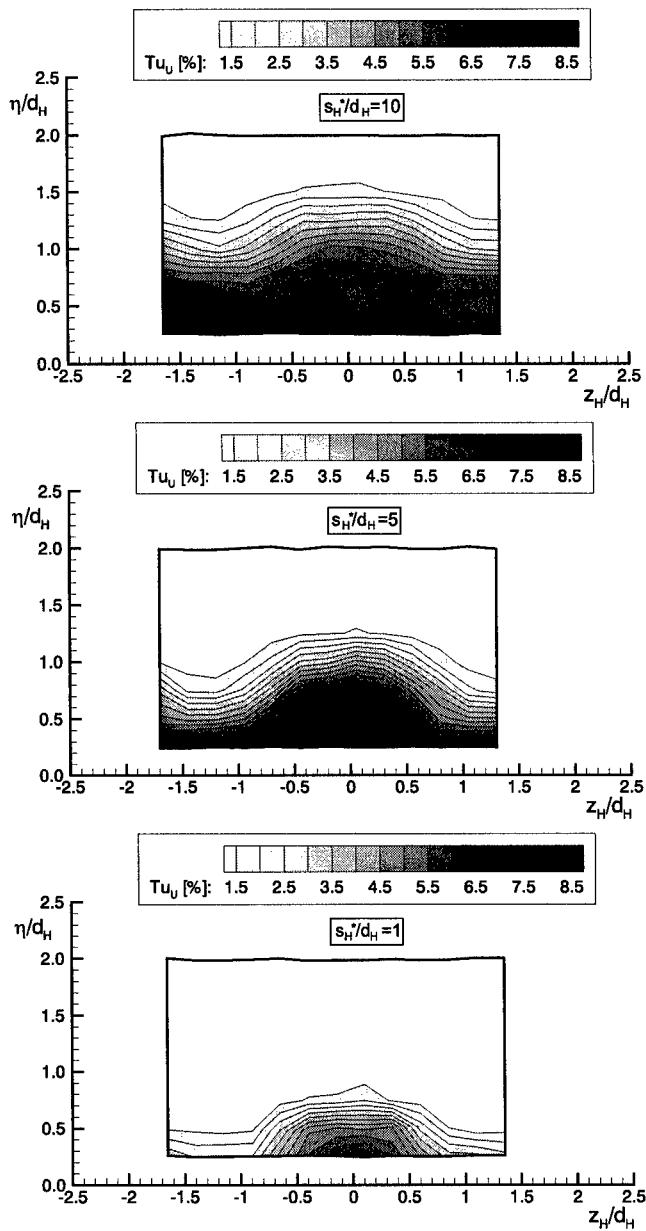


Abb. 4.24: Turbulenzgrad Tu_U in Hauptströmungsrichtung für $M=1.0$, T106-300-2

Abbildungen, Kap. 4

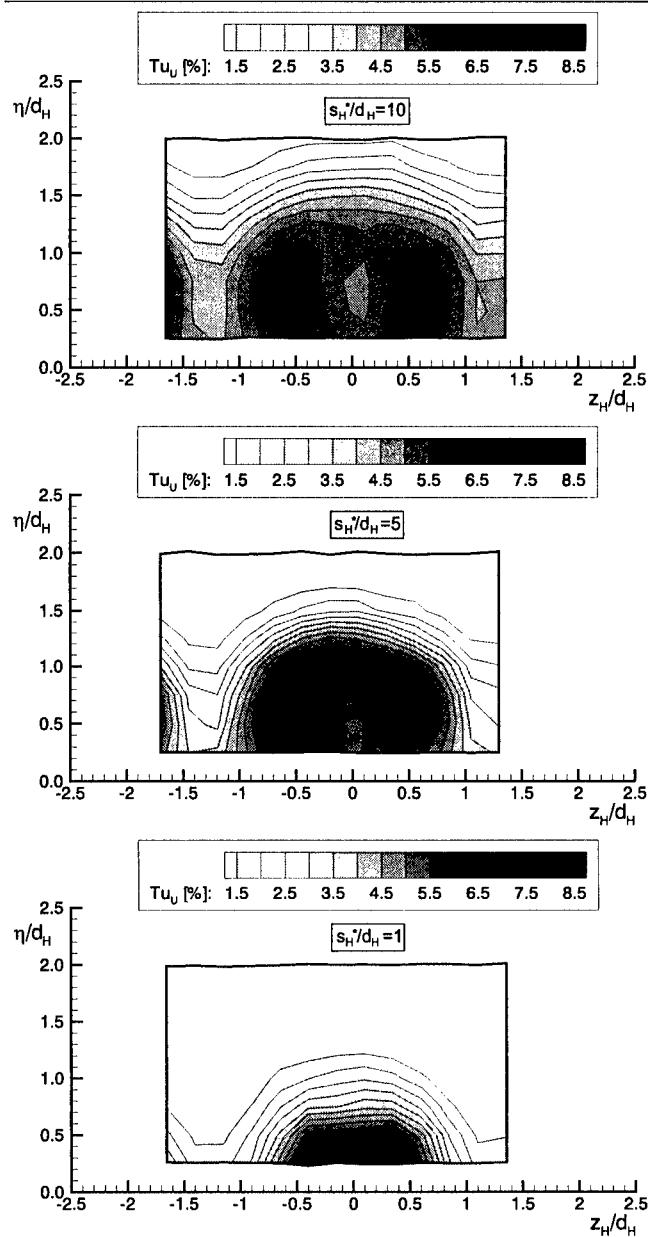


Abb. 4.25: Turbulenzgrad Tu_U in Hauptströmungsrichtung für $M=2.0$, T106-300-2

Abbildungen, Kap. 4

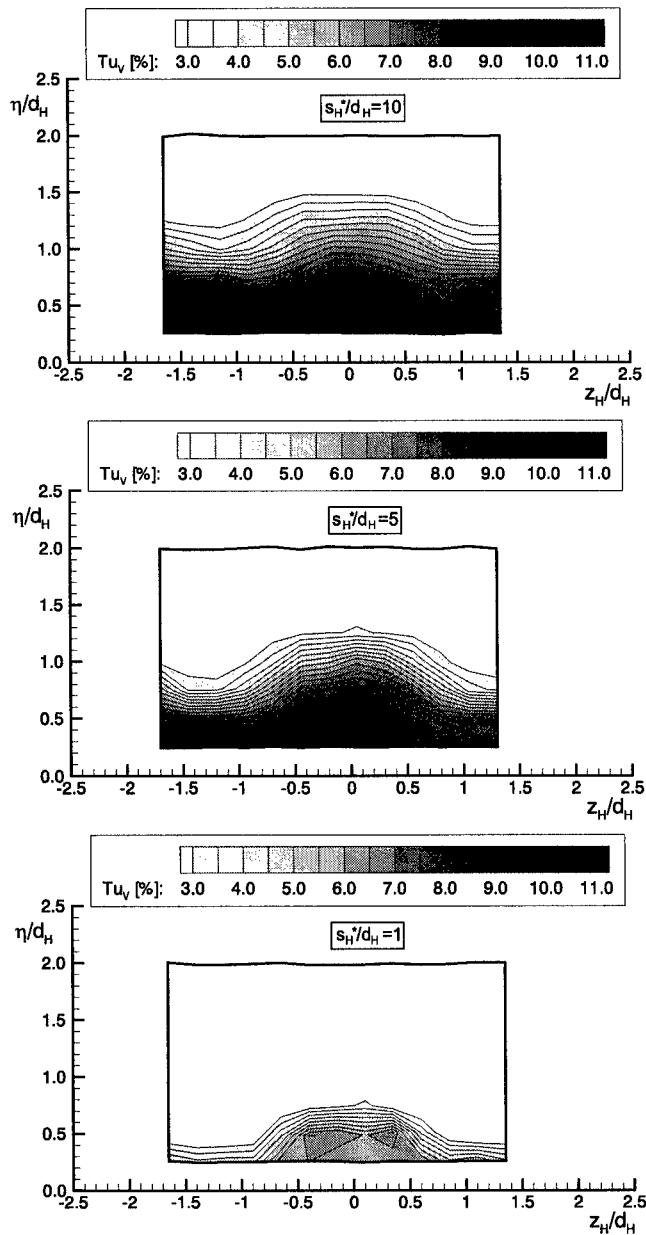


Abb. 4.26: Turbulenzgrad Tu_v in Profilnormalenrichtung für $M=1.0$, T106-300-2

Abbildungen, Kap. 4

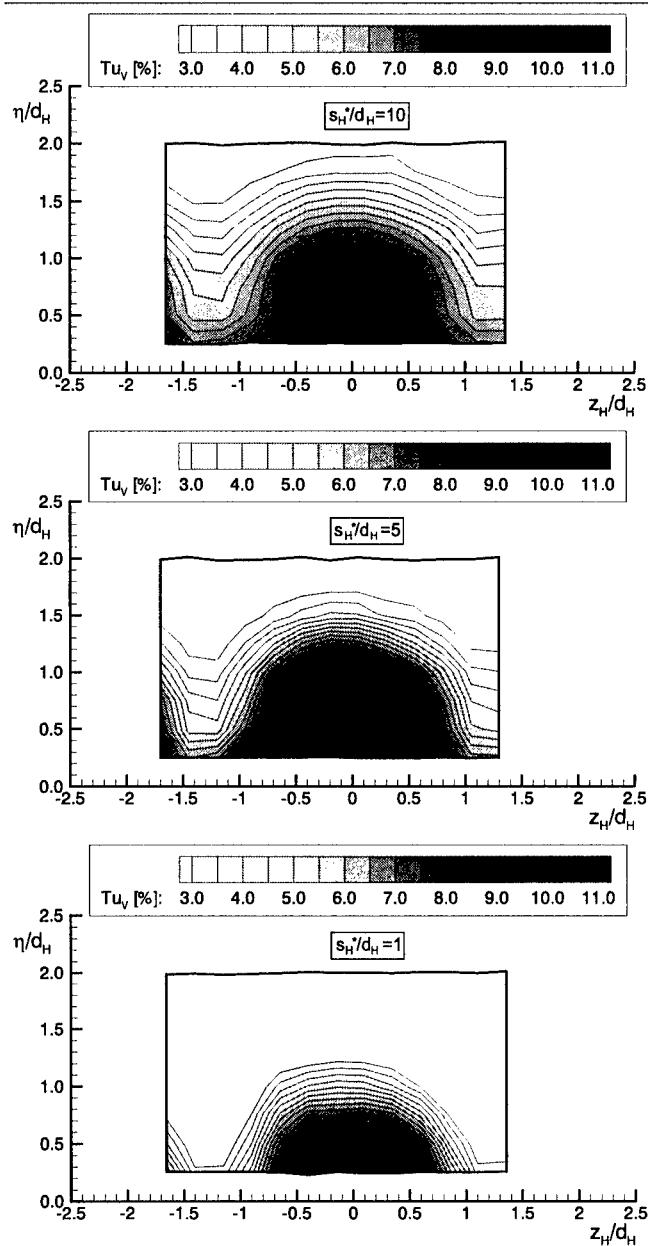


Abb. 4.27: Turbulenzgrad Tu_v in Profilnormalenrichtung für $M=2.0$, T106-300-2

Abbildungen, Kap. 4

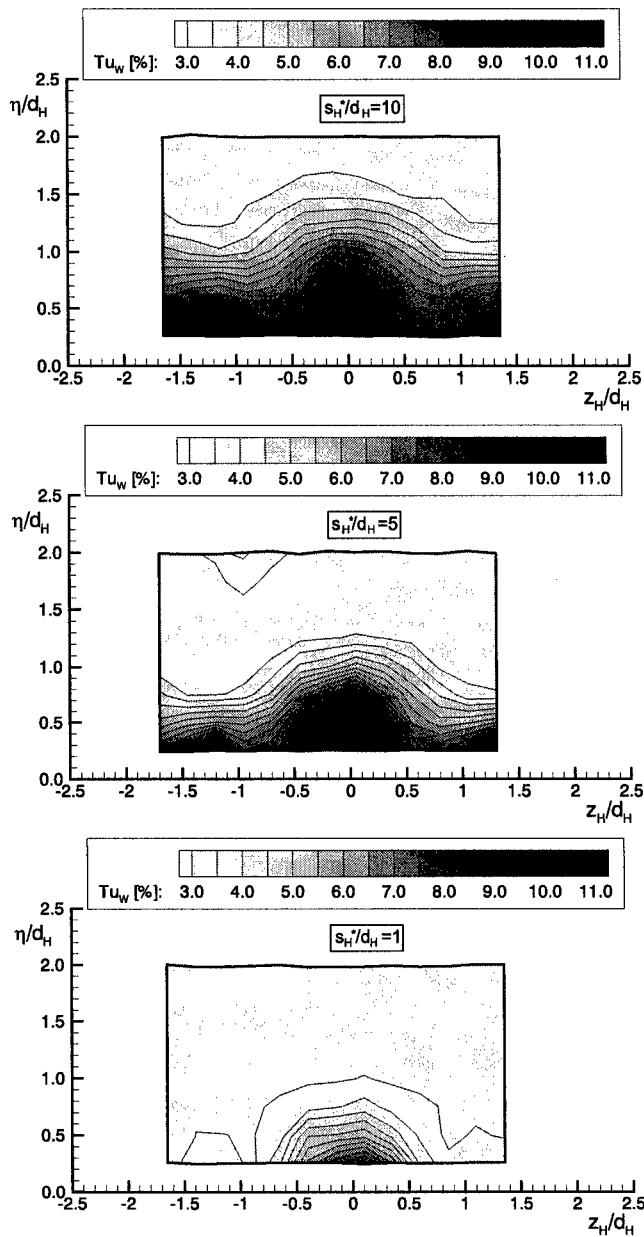


Abb. 4.28: Turbulenzgrad Tu_w in Lateralrichtung für $M=1.0$, T106-300-2

Abbildungen, Kap. 4

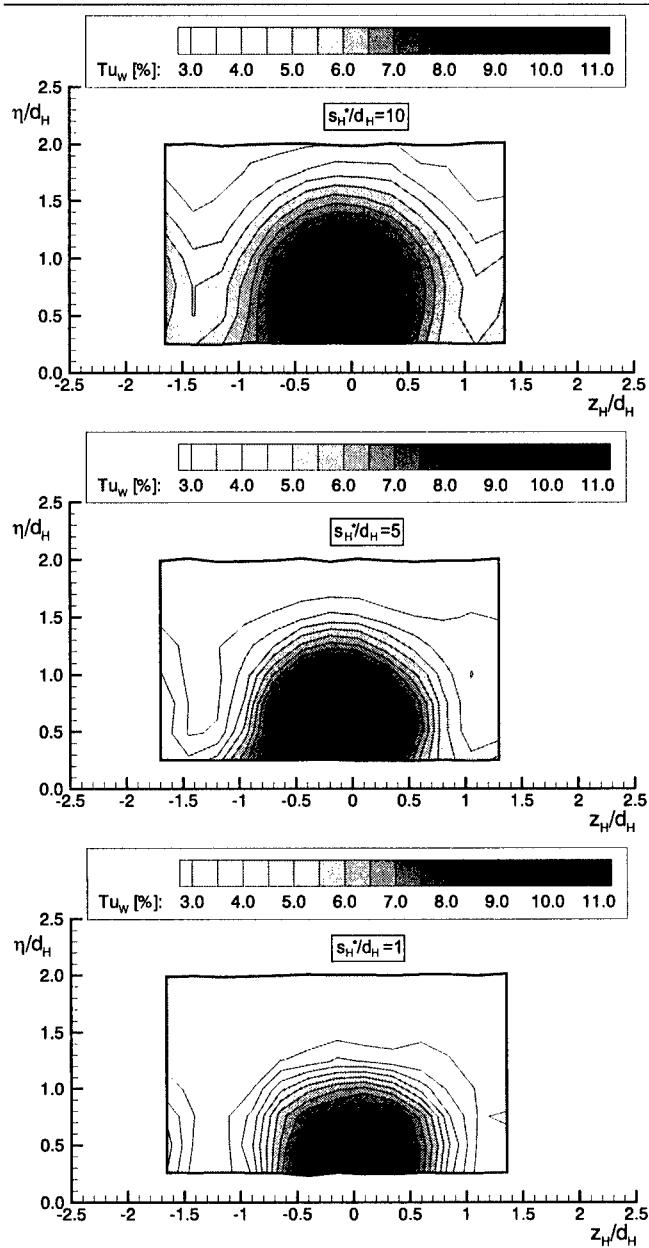


Abb. 4.29: Turbulenzgrad Tu_w in Lateralrichtung für $M=2.0$, T106-300-2

Abbildungen, Kap. 4

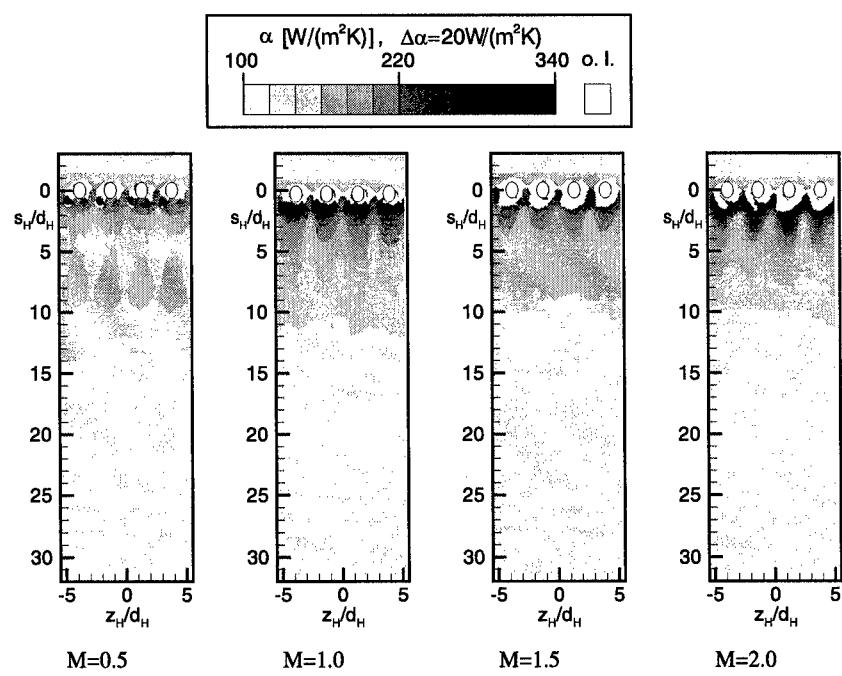


Abb. 4.30: Zweidimensionale Verteilung des lokalen Wärmeübergangskoeffizienten α am Turbinengitter T106-300-2 bei verschiedenen Ausblaseraten

Abbildungen, Kap. 4

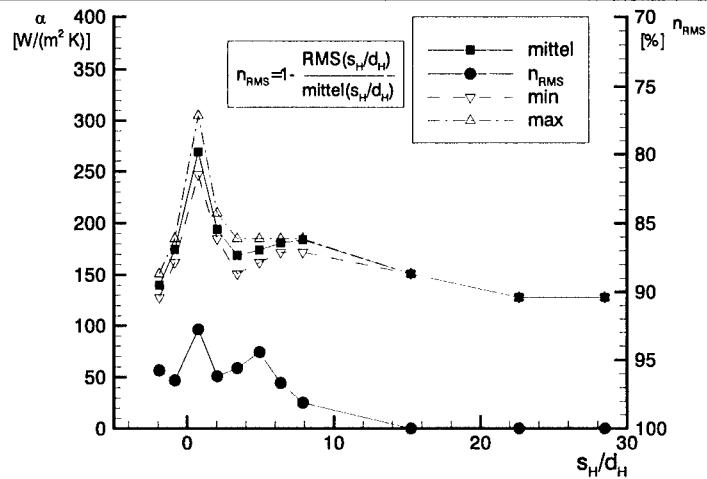


Abb. 4.31: Verlauf des lateral ausgewerteten Wärmeübergangskoeffizienten in Strömungsrichtung am Turbinengitter T106-300-2 für $M=0.5$

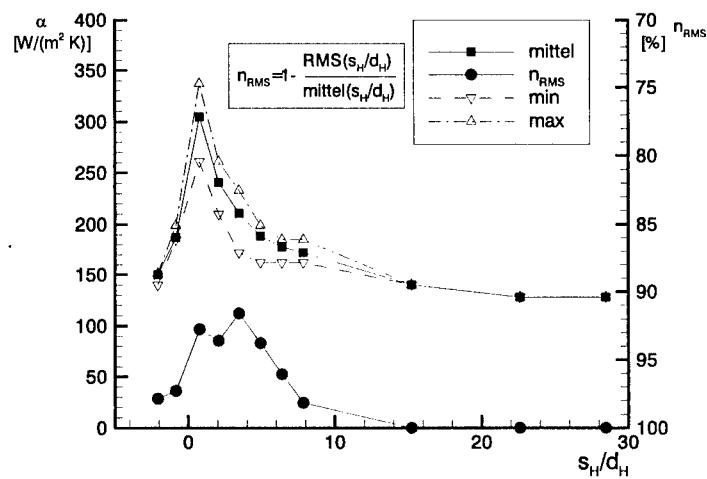


Abb. 4.32: Verlauf des lateral ausgewerteten Wärmeübergangskoeffizienten in Strömungsrichtung am Turbinengitter T106-300-2 für $M=1.0$

Abbildungen, Kap. 4

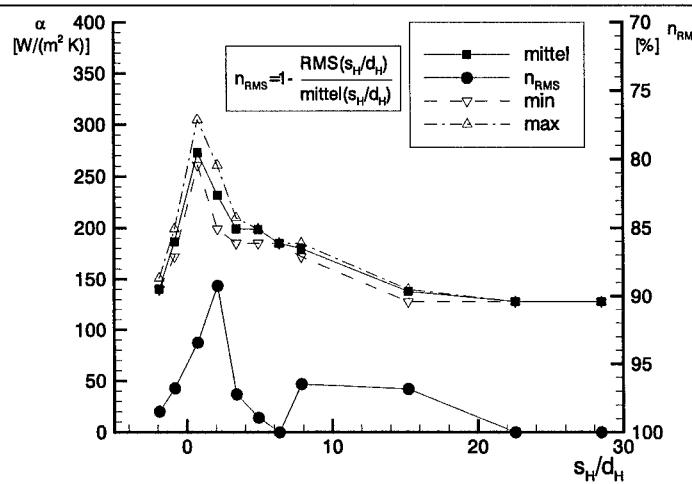


Abb. 4.33: Verlauf des lateral ausgewerteten Wärmeübergangskoeffizienten in Strömungsrichtung am Turbinengitter T106-300-2 für $M=1.5$

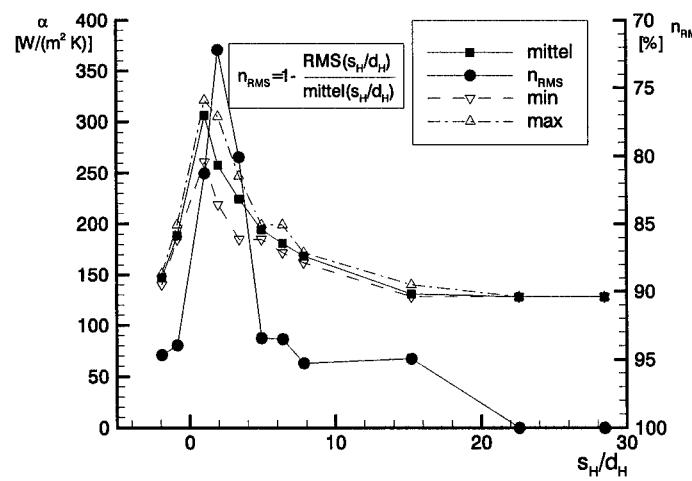


Abb. 4.34: Verlauf des lateral ausgewerteten Wärmeübergangskoeffizienten in Strömungsrichtung am Turbinengitter T106-300-2 für $M=2.0$

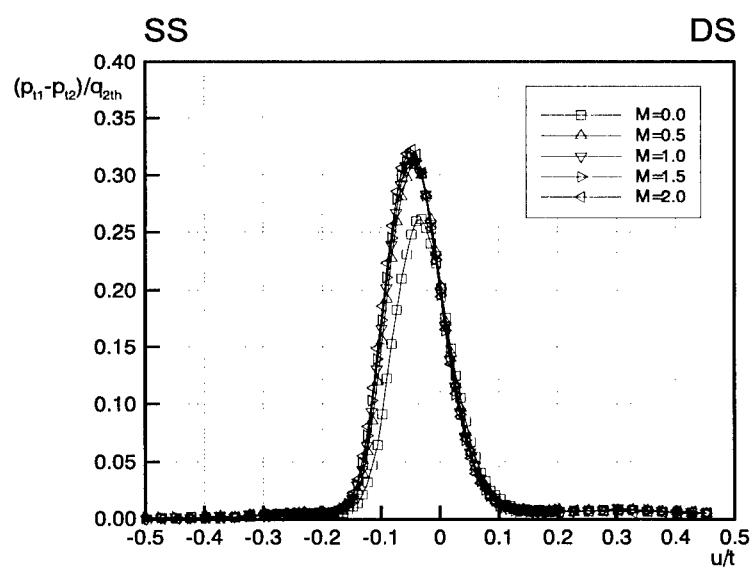


Abb. 4.35: Verlauf der Totaldruckverlustbeiwerte im Mittelschnitt des Turbinengitters T106-300-3 für verschiedene Ausblaseraten

Abbildungen, Kap. 4

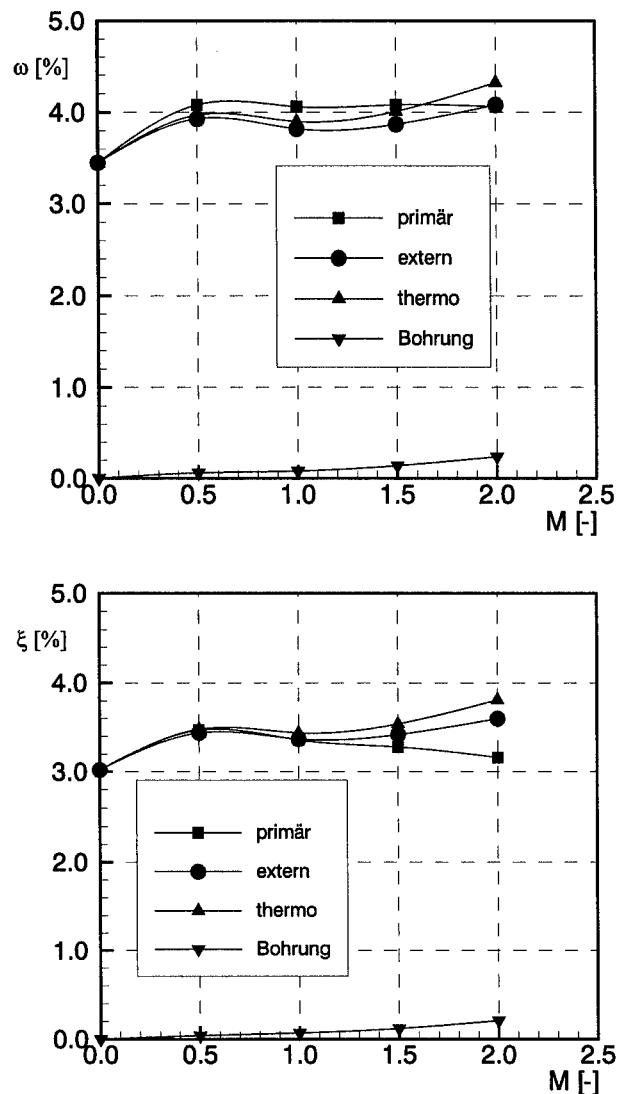


Abb. 4.36: Integrale Totaldruckverlustbeiwerte ω und Kinetische-Energieverlustbeiwerte ξ des Turbinengitters T106-300-3 für verschiedene Ausblaseraten

Abbildungen, Kap. 4

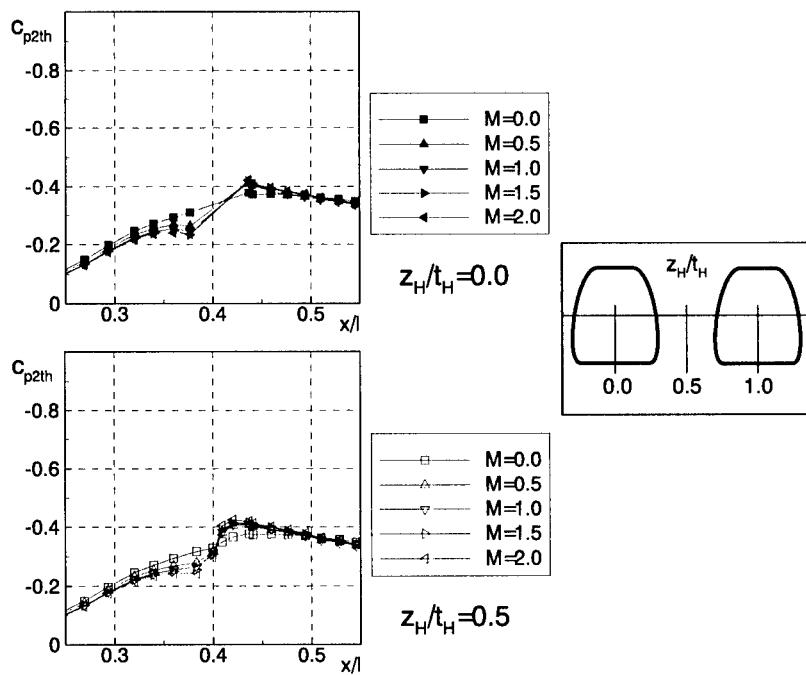


Abb. 4.37: Verlauf des Profildruckbeiwerts c_{p2th} im Ausblasebereich für $z_H/t_H=0.0$ und $z_H/t_H=0.5$ bei Variation der Ausblasrate am Turbinengitter T106-300-3

Abbildungen, Kap. 4

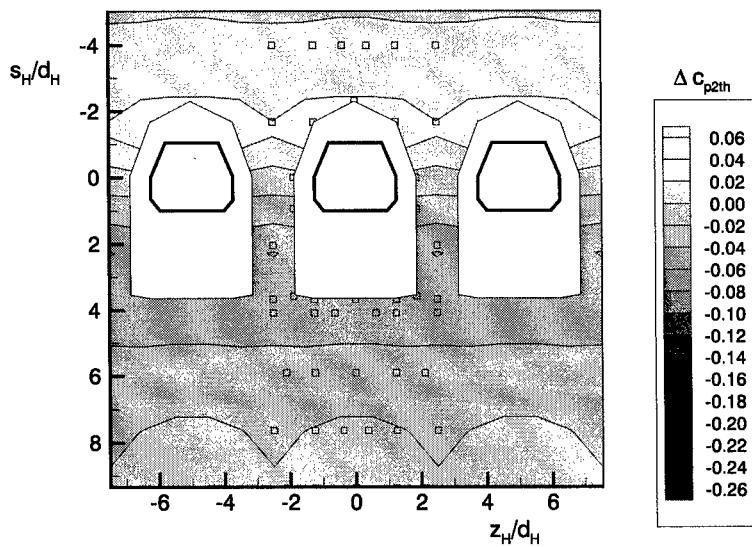


Abb. 4.38a: Flächenverteilung des Differenz-Profildruckbeiwerts ΔC_{p2th} am Turbinengitter T106-300-3 im Bohrungsnahfeld bei $M=0.5$

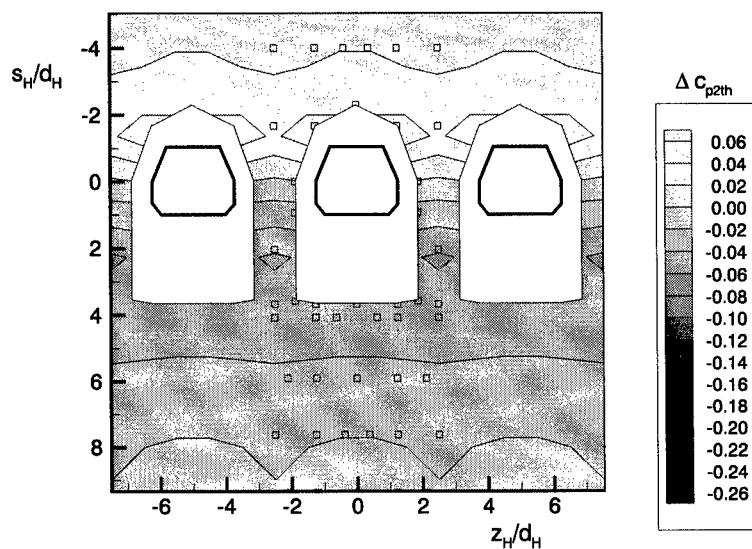


Abb. 4.38b: Flächenverteilung des Differenz-Profildruckbeiwerts ΔC_{p2th} am Turbinengitter T106-300-3 im Bohrungsnahfeld bei $M=1.0$

Abbildungen, Kap. 4

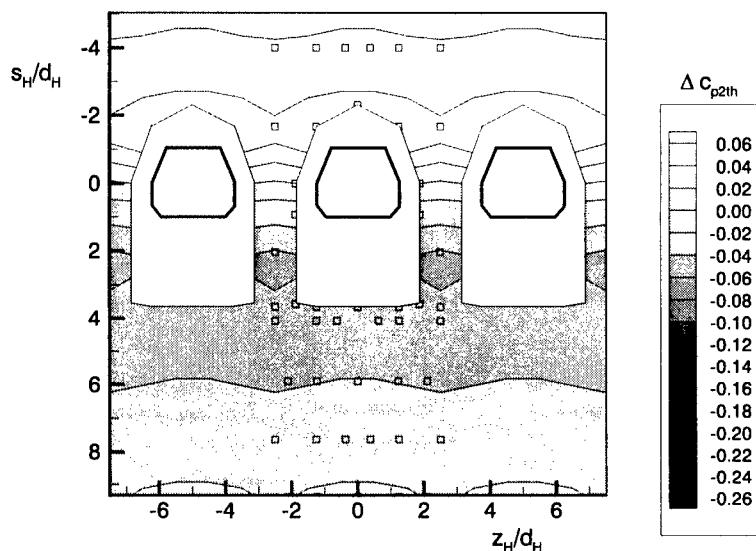


Abb. 4.38c: Flächenverteilung des Differenz-Profildruckbeiwerts Δc_{p2th} am Turbinengitter T106-300-3 im Bohrungsnahfeld bei $M=1.5$

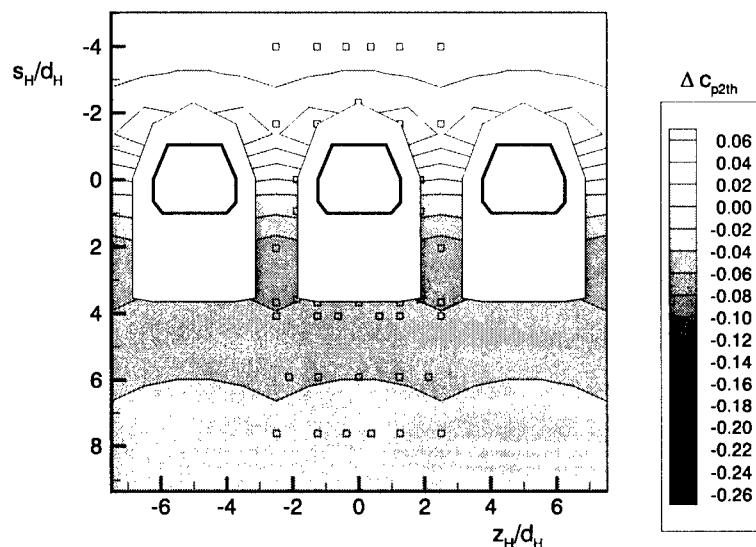


Abb. 4.38d: Flächenverteilung des Differenz-Profildruckbeiwerts Δc_{p2th} am Turbinengitter T106-300-3 im Bohrungsnahfeld bei $M=2.0$

Abbildungen, Kap. 4

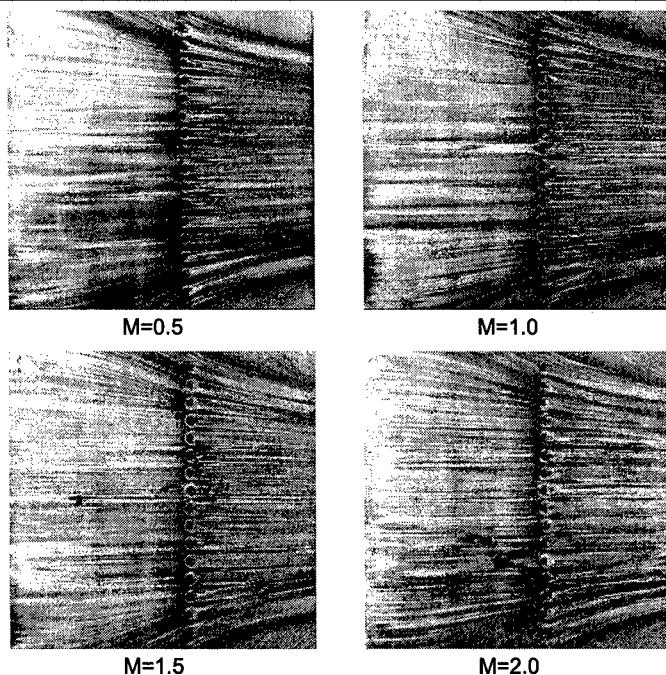


Abb. 4.39: Ölanstrichbilder mit dem wandnahen Strömungsverlauf auf der Saugseite des Turbinengitters T106-300-3 bei verschiedenen Ausblaseraten

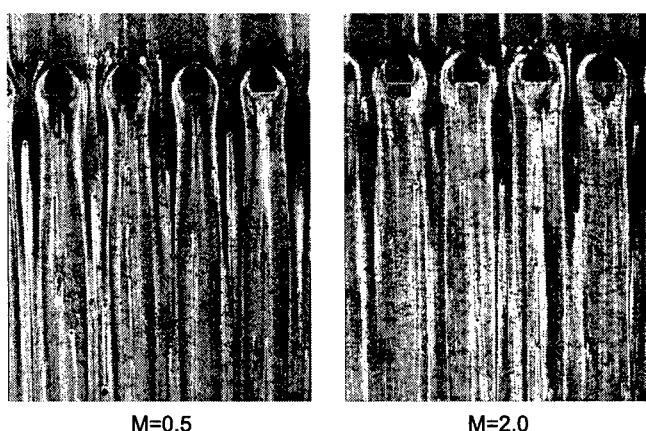


Abb. 4.40: Vergleich der wandnahen Strömung im Ausblasebereich des Turbinengitters T106-300-3 bei $M=0.5$ und $M=2.0$

Abbildungen, Kap. 4

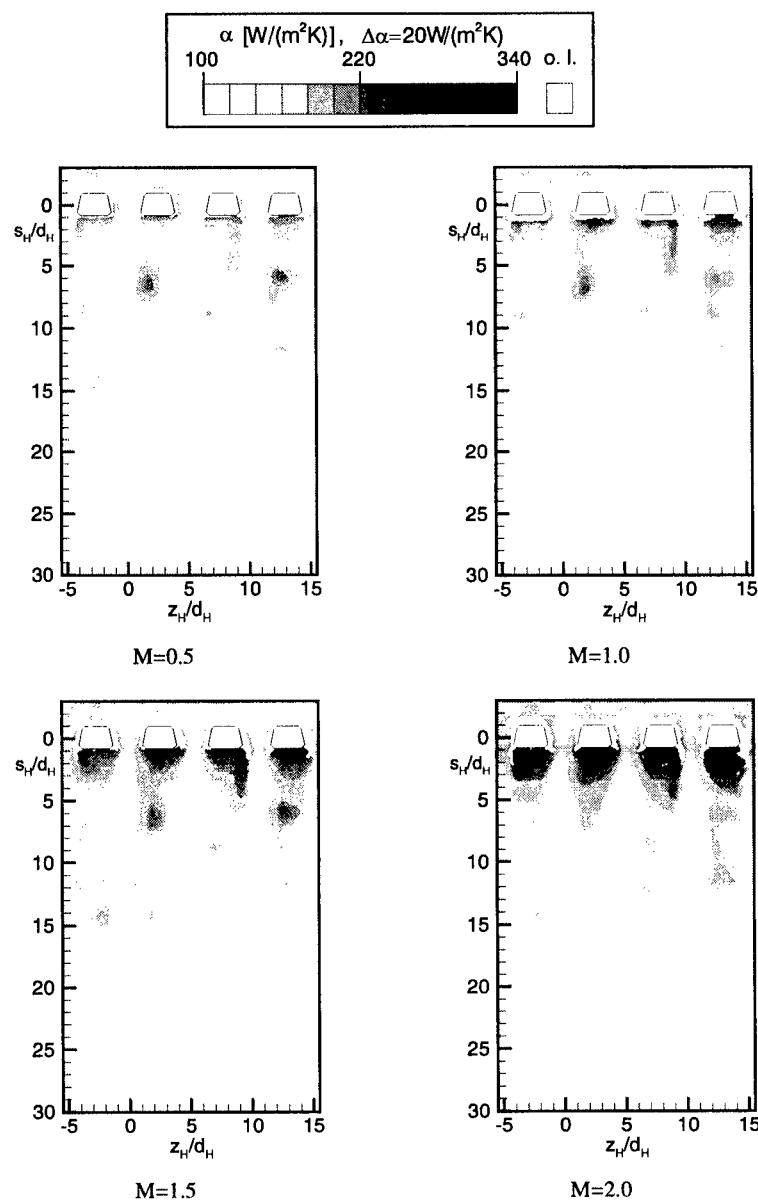


Abb. 4.41: Zweidimensionale Verteilung des lokalen Wärmeübergangskoeffizienten α am Turbinengitter T106-300-3 bei verschiedenen Ausblasraten

Abbildungen, Kap. 4

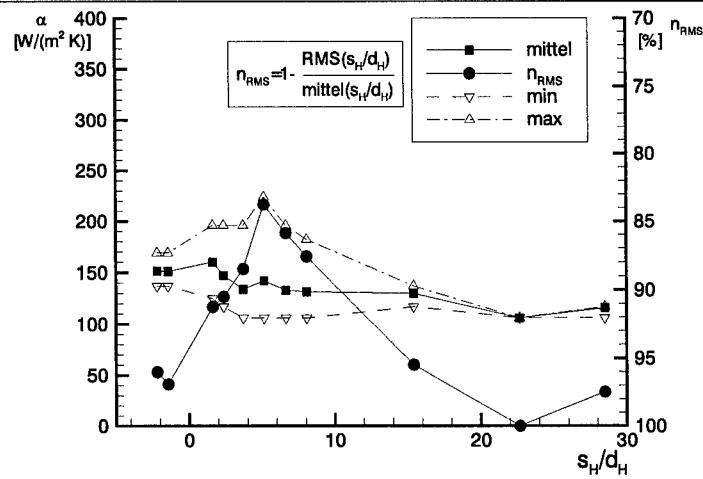


Abb. 4.42: Verlauf des lateral ausgewerteten Wärmeübergangskoeffizienten in Strömungsrichtung am Turbinengitter T106-300-3 für $M=0.5$

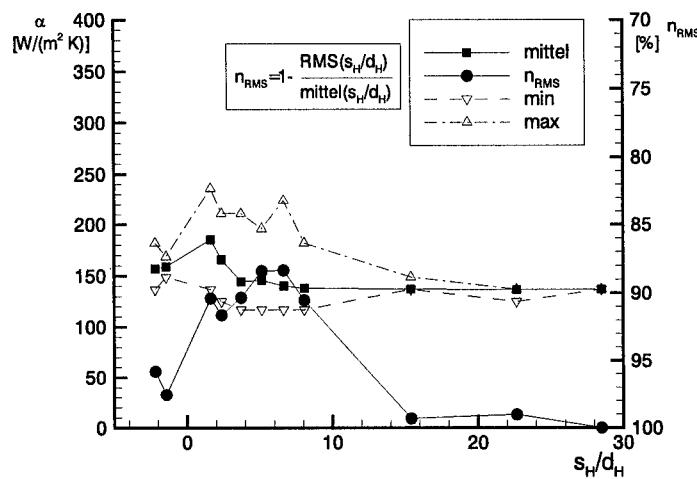


Abb. 4.43: Verlauf des lateral ausgewerteten Wärmeübergangskoeffizienten in Strömungsrichtung am Turbinengitter T106-300-3 für $M=1.0$

Abbildungen, Kap. 4

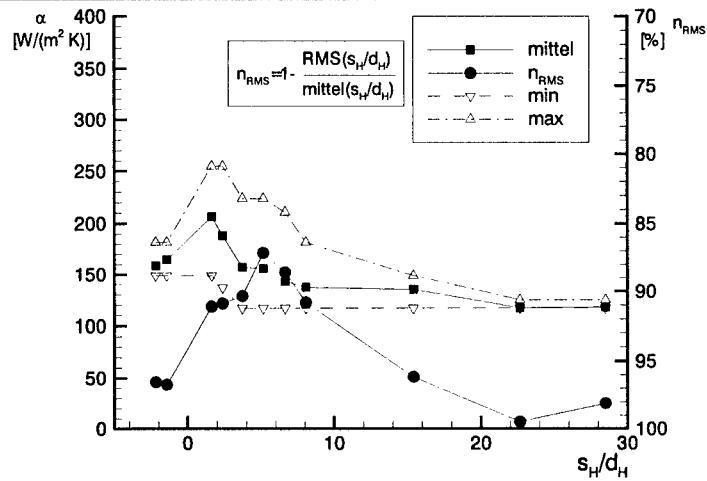


Abb. 4.44: Verlauf des lateral ausgewerteten Wärmeübergangskoeffizienten in Strömungsrichtung am Turbinengitter T106-300-3 für $M=1.5$

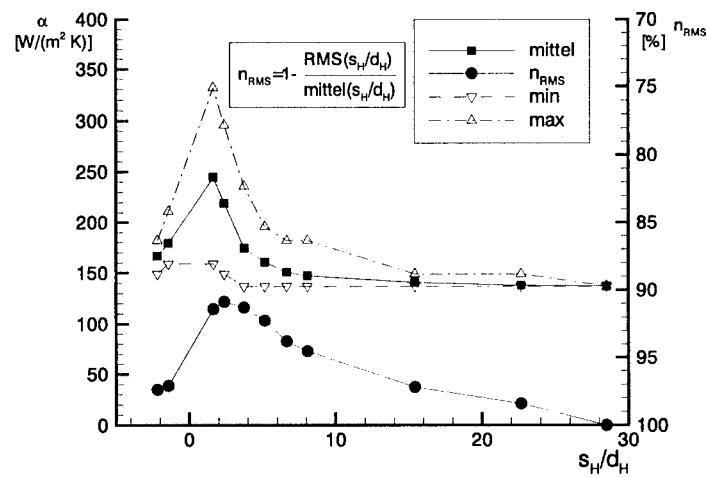


Abb. 4.45: Verlauf des lateral ausgewerteten Wärmeübergangskoeffizienten in Strömungsrichtung am Turbinengitter T106-300-3 für $M=2.0$

Abbildungen, Kap. 4

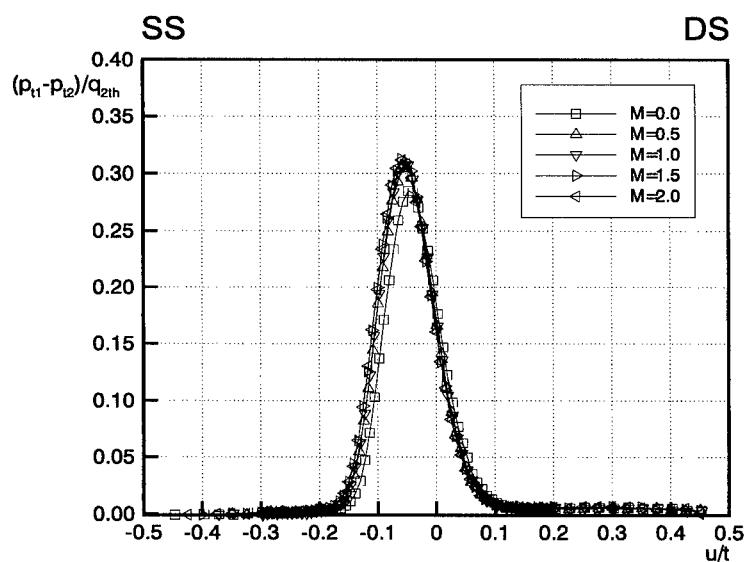


Abb. 4.46: Verlauf der Totaldruckverlustbeiwerte im Mittelschnitt des Turbinengitters
T106-300-4 für verschiedene Ausblaseraten

Abbildungen, Kap. 4

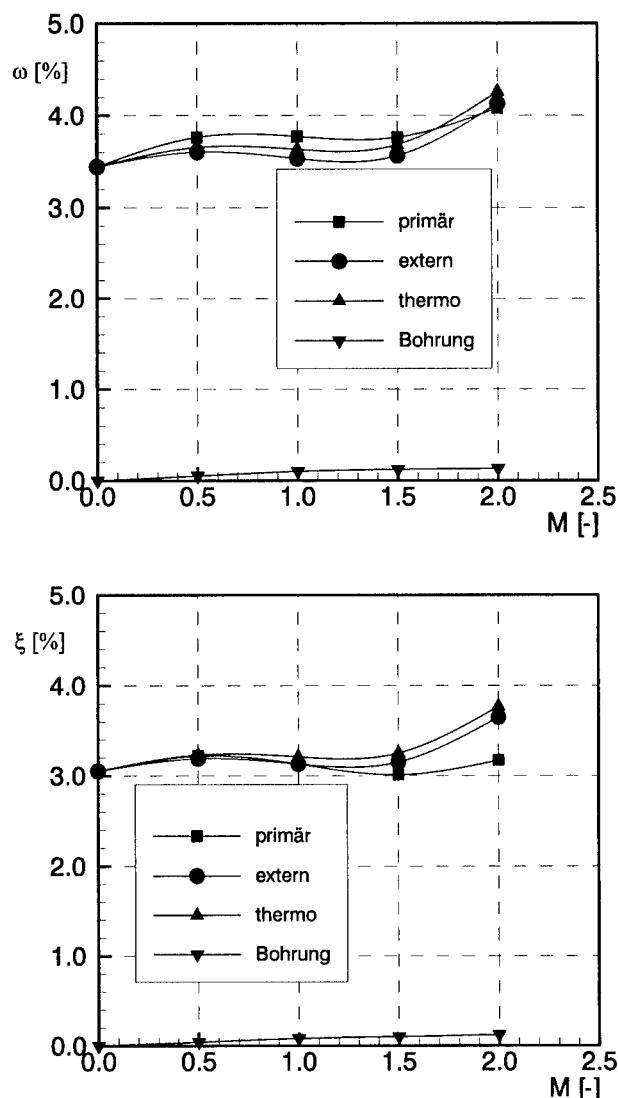


Abb. 4.47: Integrale Totaldruckverlustbeiwerte ω und Kinetische-Energieverlustbeiwerte ξ des Turbinengitters T106-300-4 für verschiedene Ausblaseraten

Abbildungen, Kap. 4

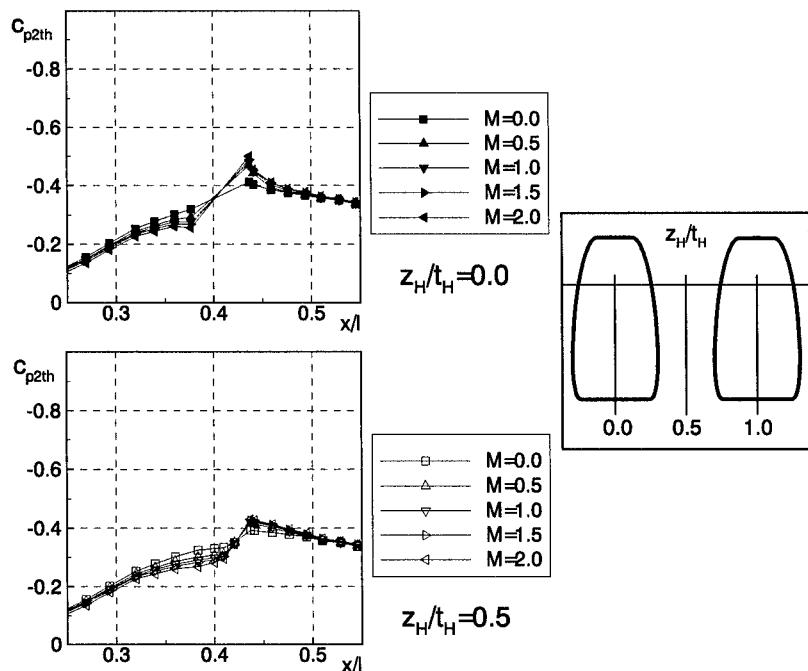


Abb. 4.48: Verlauf des Profildruckbeiwerts c_{p2th} im Ausblasebereich für $z_H/t_H=0.0$ und $z_H/t_H=0.5$ bei Variation der Ausblaserate am Turbinengitter T106-300-4

Abbildungen, Kap. 4

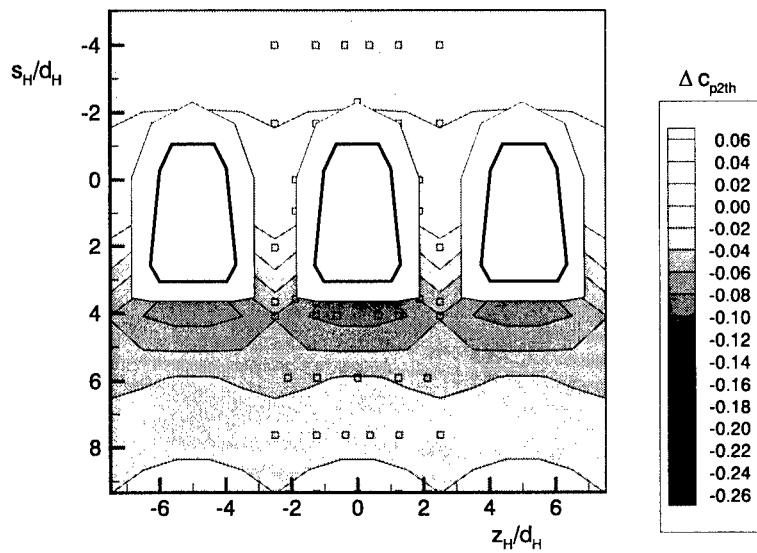


Abb. 4.49a: Flächenverteilung des Differenz-Profildruckbeiwerts Δc_{p2th} am Turbinengitter T106-300-4 im Bohrungsnahfeld bei $M=0.5$

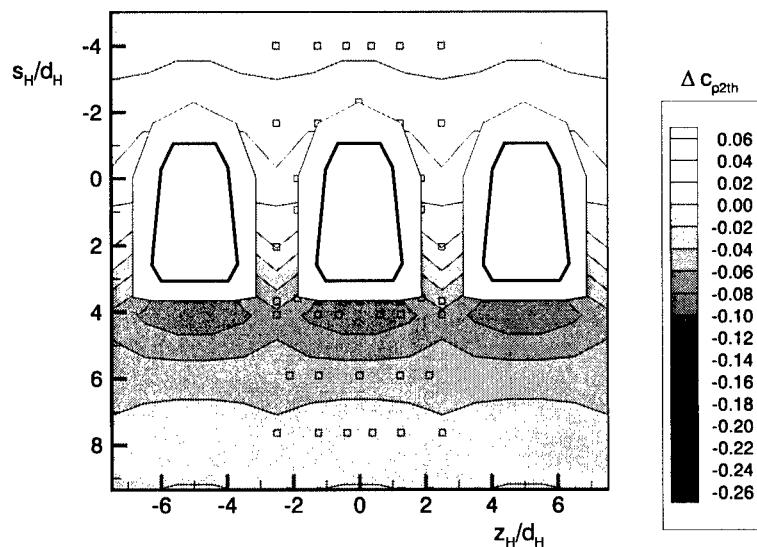


Abb. 4.49b: Flächenverteilung des Differenz-Profildruckbeiwerts Δc_{p2th} am Turbinengitter T106-300-4 im Bohrungsnahfeld bei $M=1.0$

Abbildungen, Kap. 4

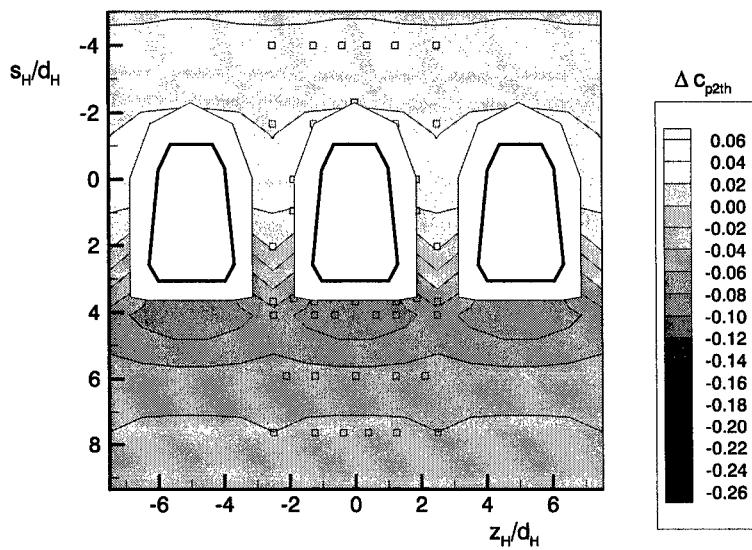


Abb. 4.49c: Flächenverteilung des Differenz-Profildruckbeiwerts Δc_{p2th} am Turbinengitter T106-300-4 im Bohrungsnahfeld bei $M=1.5$

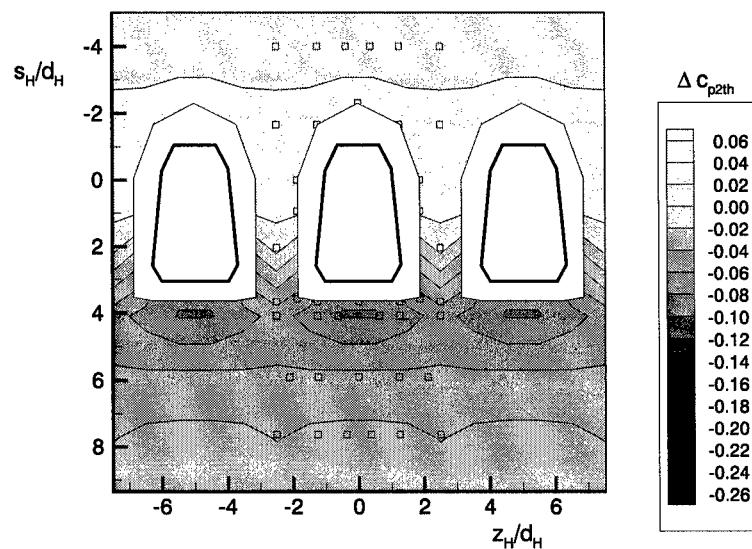


Abb. 4.49d: Flächenverteilung des Differenz-Profildruckbeiwerts Δc_{p2th} am Turbinengitter T106-300-4 im Bohrungsnahfeld bei $M=2.0$

Abbildungen, Kap. 4

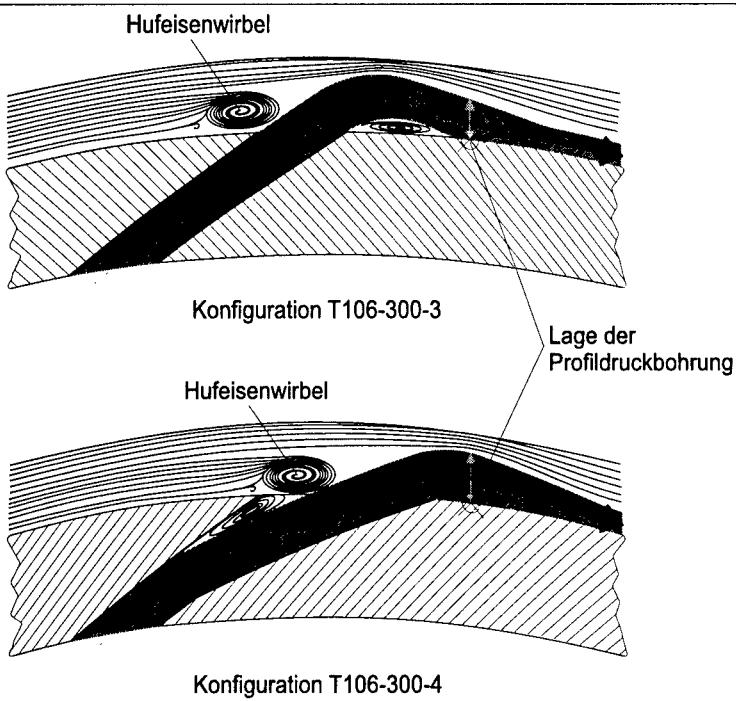


Abb. 4.50: Erläuterung der Strömungsverläufe im Bohrungsnahbereich der Turbinengitter T106-300-3 und T106-300-4 bei niedrigen und mittleren Ausblaseraten ($M \leq 1.5$)

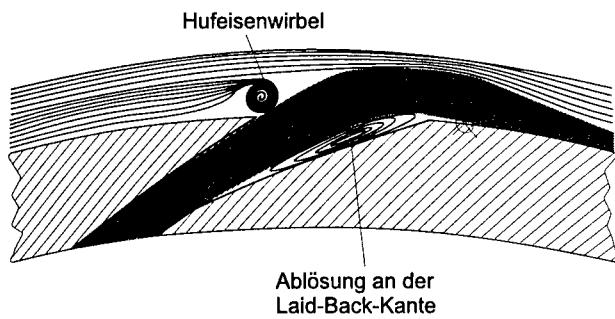


Abb. 4.51: Ablösung des Ausblasestrahls in der Bohrung an der Laid-Back-Kante für $M=2.0$ am Turbinengitter T106-300-4

Abbildungen, Kap. 4

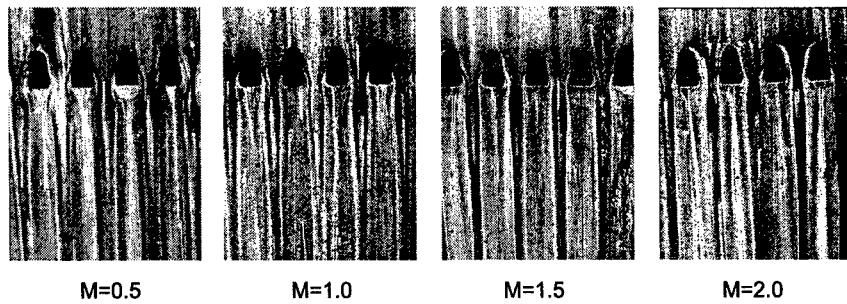


Abb. 4.52: Ölanstrichbilder mit Strömungsverlauf in Wandnähe auf der Saugseite des Turbinengitters T106-300-4 bei verschiedenen Ausblaseraten

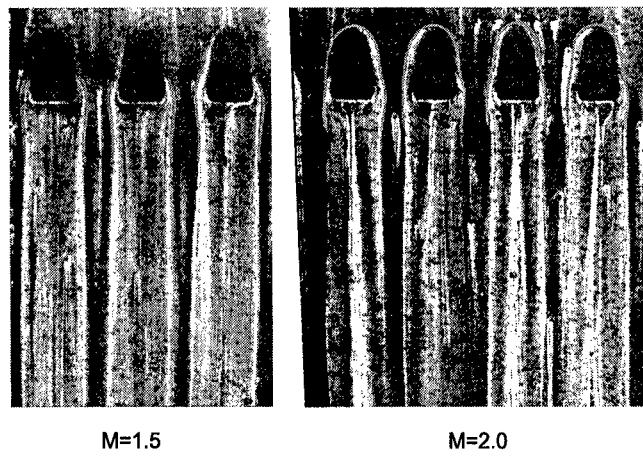


Abb. 4.53: Detailvergrößerungen der Ölanstrichbilder mit dem Strömungsverlauf im Bohrungsbereich, T106-300-4, M=1.5 und M=2.0

Abbildungen, Kap. 4

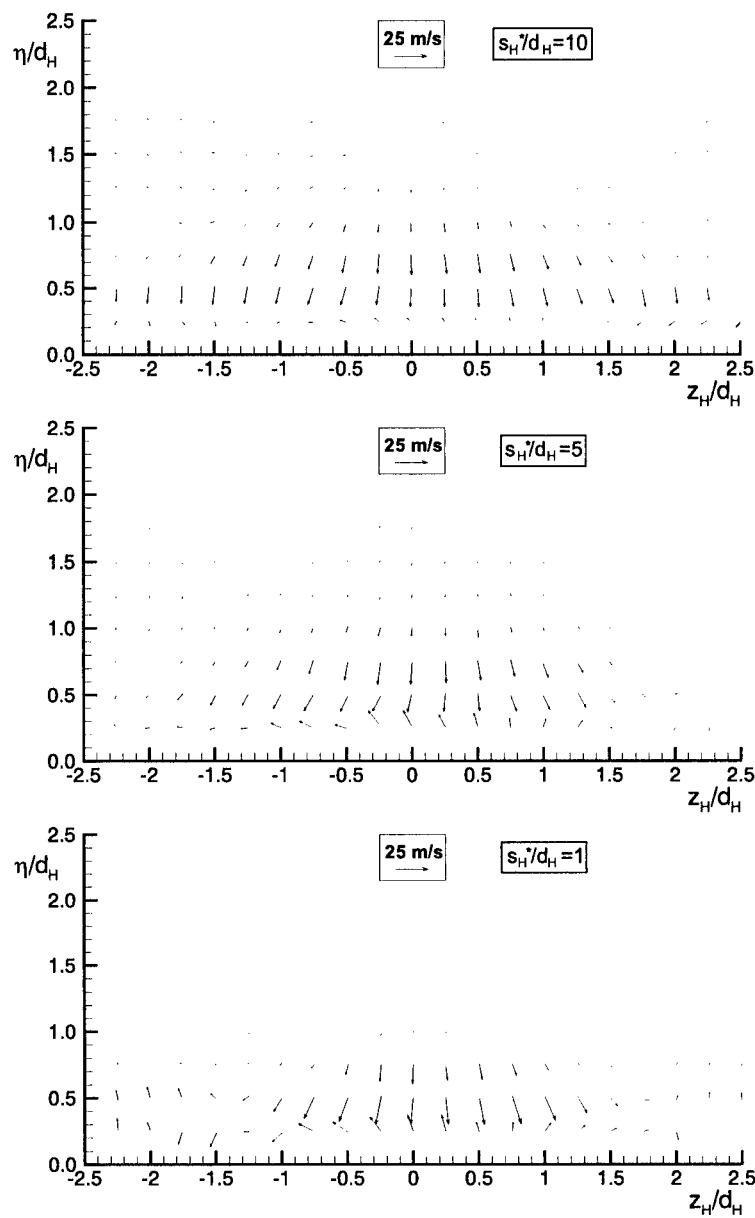


Abb. 4.54: Querströmungsgeschwindigkeiten v und w (senkrecht und lateral zur Profiloberfläche) für $M=1.0$, T106-300-4

Abbildungen, Kap. 4

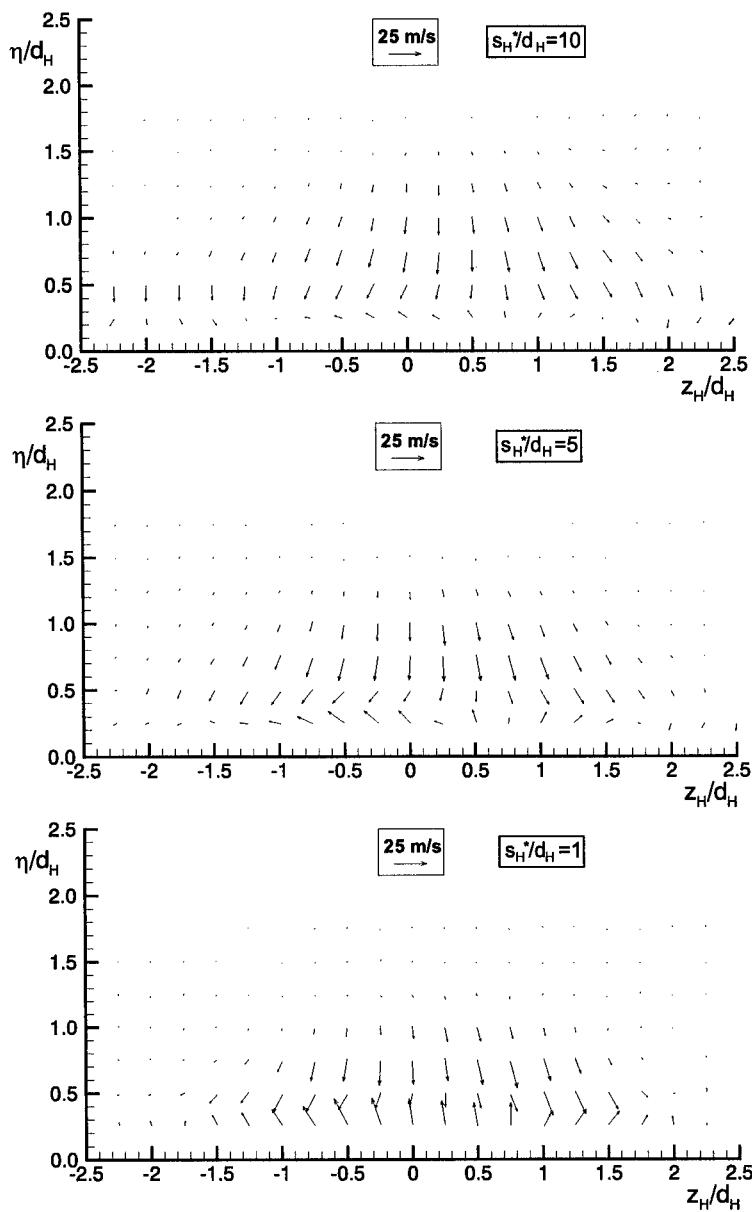


Abb. 4.55: Querströmungsgeschwindigkeiten v und w (senkrecht und lateral zur Profiloberfläche) für $M=2.0$, T106-300-4

Abbildungen, Kap. 4

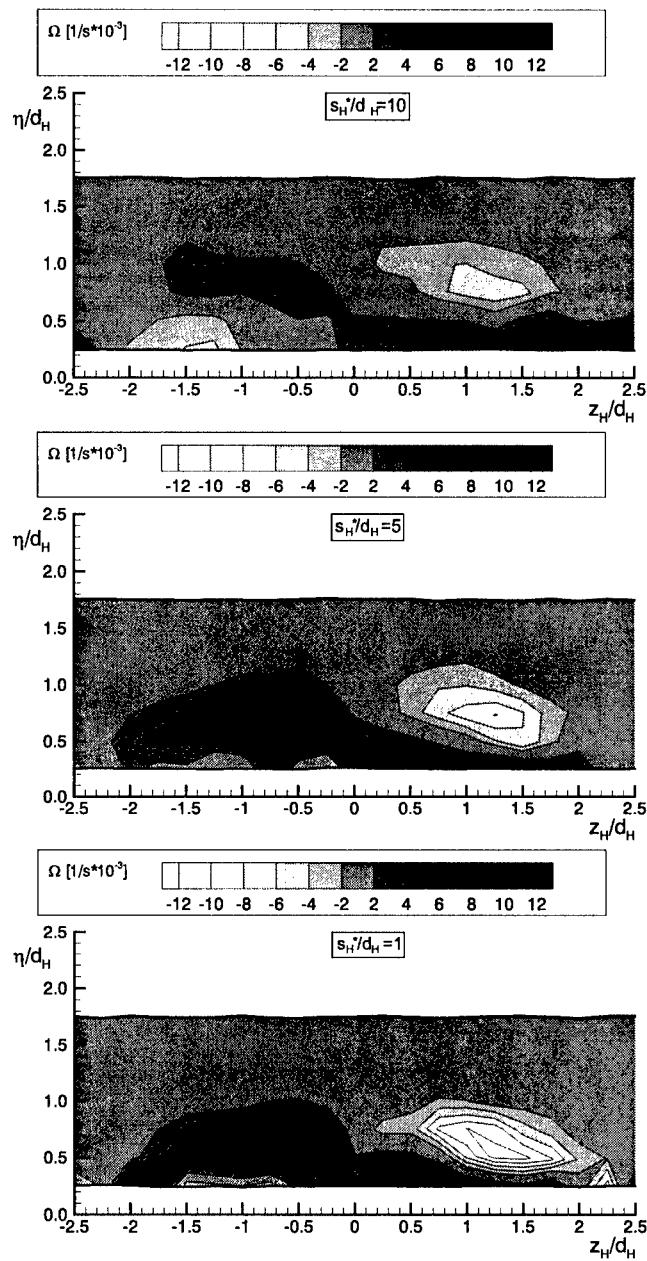


Abb. 4.56: Rotationsverteilung für $M=1.0$, T106-300-4

Abbildungen, Kap. 4

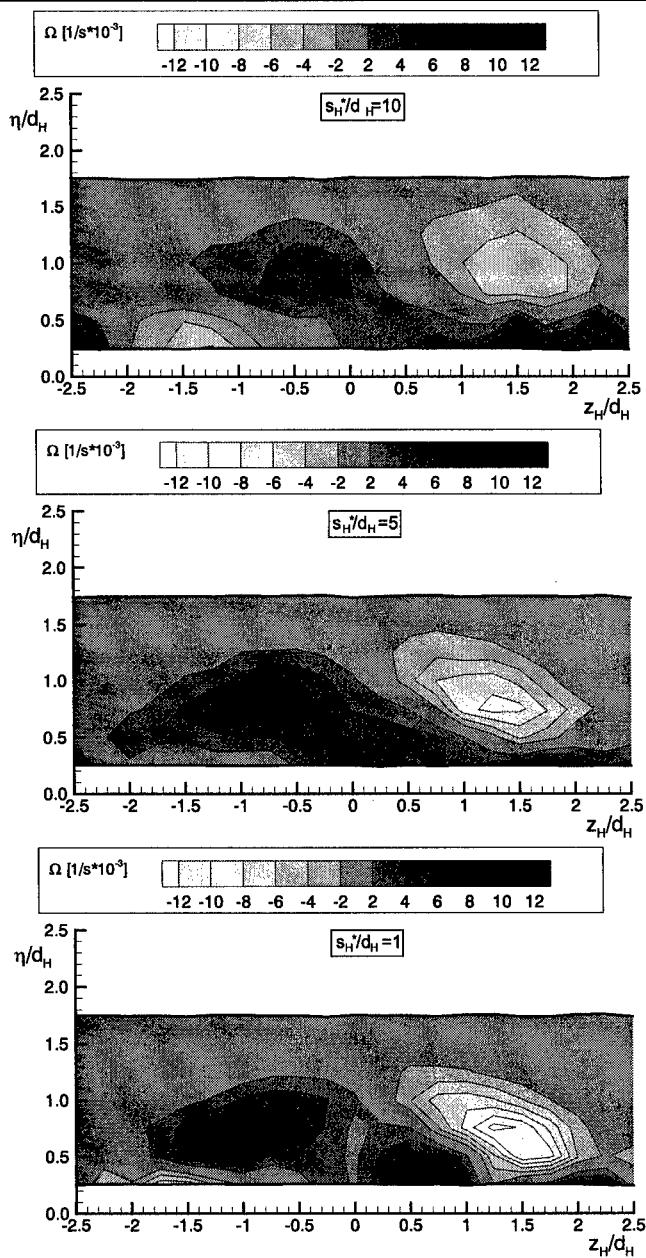


Abb. 4.57: Rotationsverteilung für $M=2.0$, T106-300-4

Abbildungen, Kap. 4

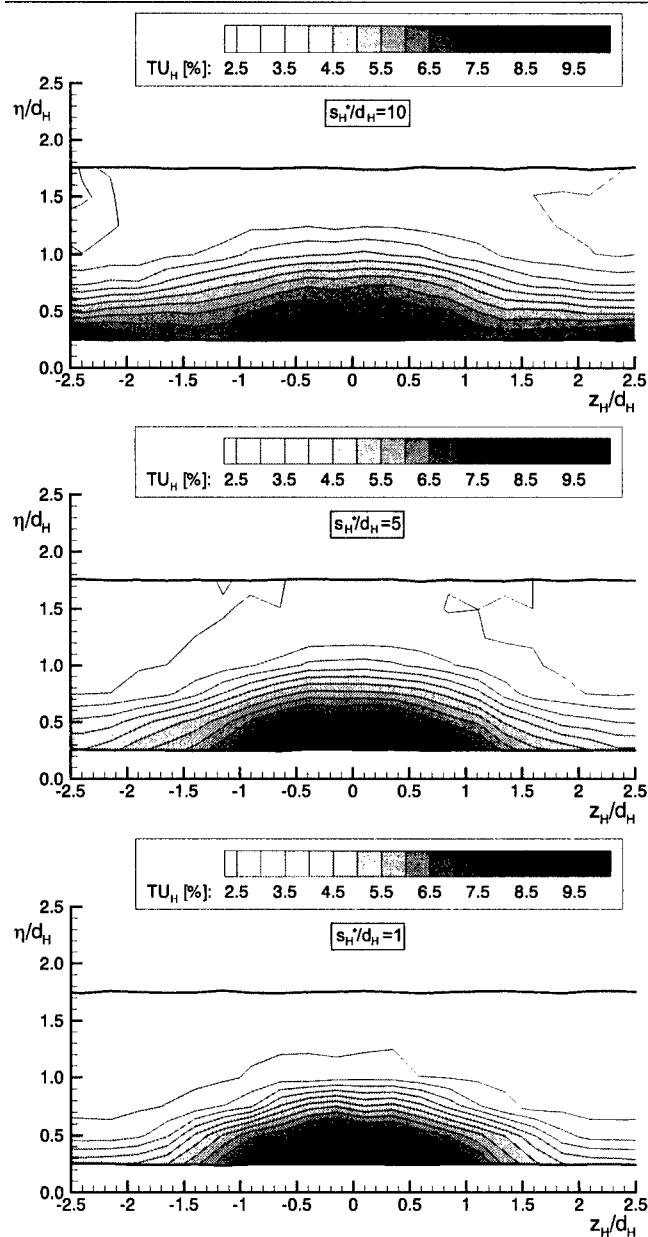


Abb. 4.58: Hauptstromturbulenzgrad TU_H für $M=1.0$, T106-300-4

Abbildungen, Kap. 4

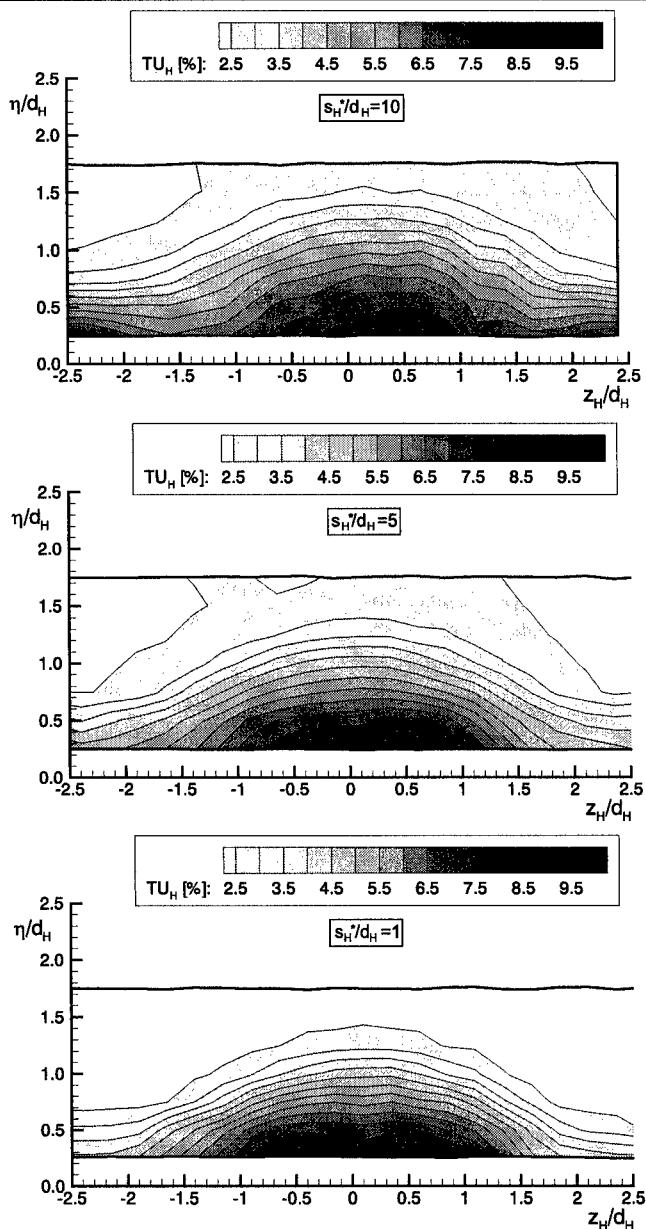


Abb. 4.59: Hauptstromturbulenzgrad TU_H für $M=2.0$, T106-300-4

Abbildungen, Kap. 4

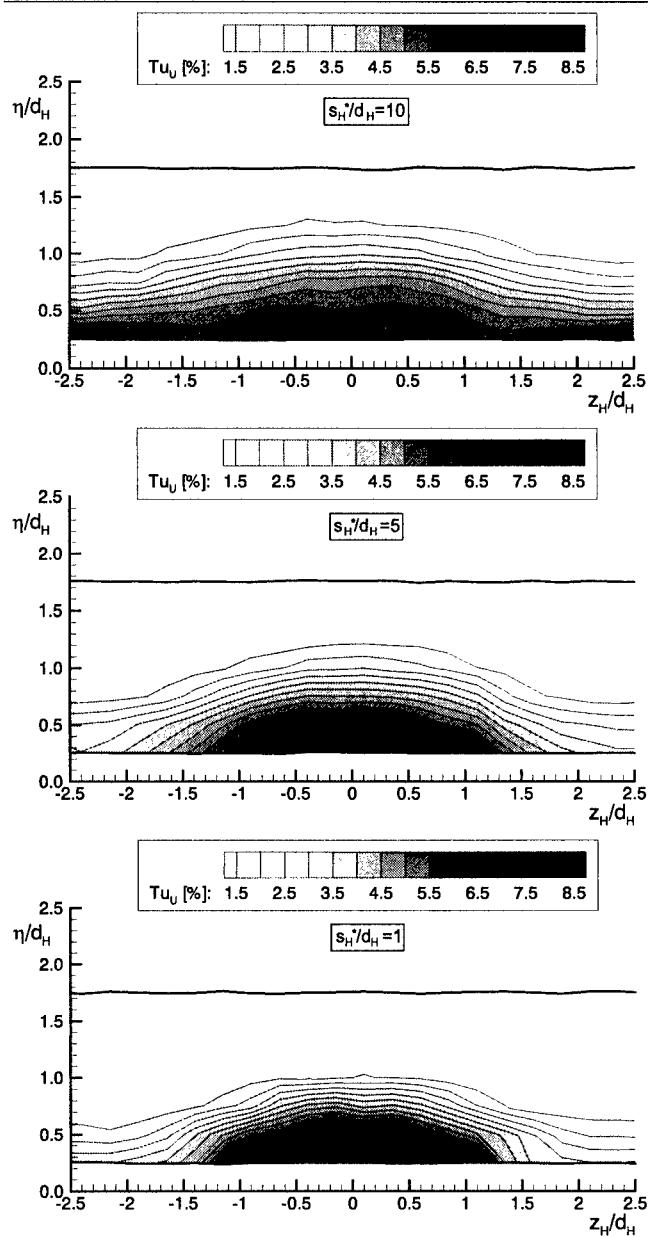


Abb. 4.60: Turbulenzgrad Tu_U in Hauptströmungsrichtung für $M=1.0$, T106-300-4

Abbildungen, Kap. 4

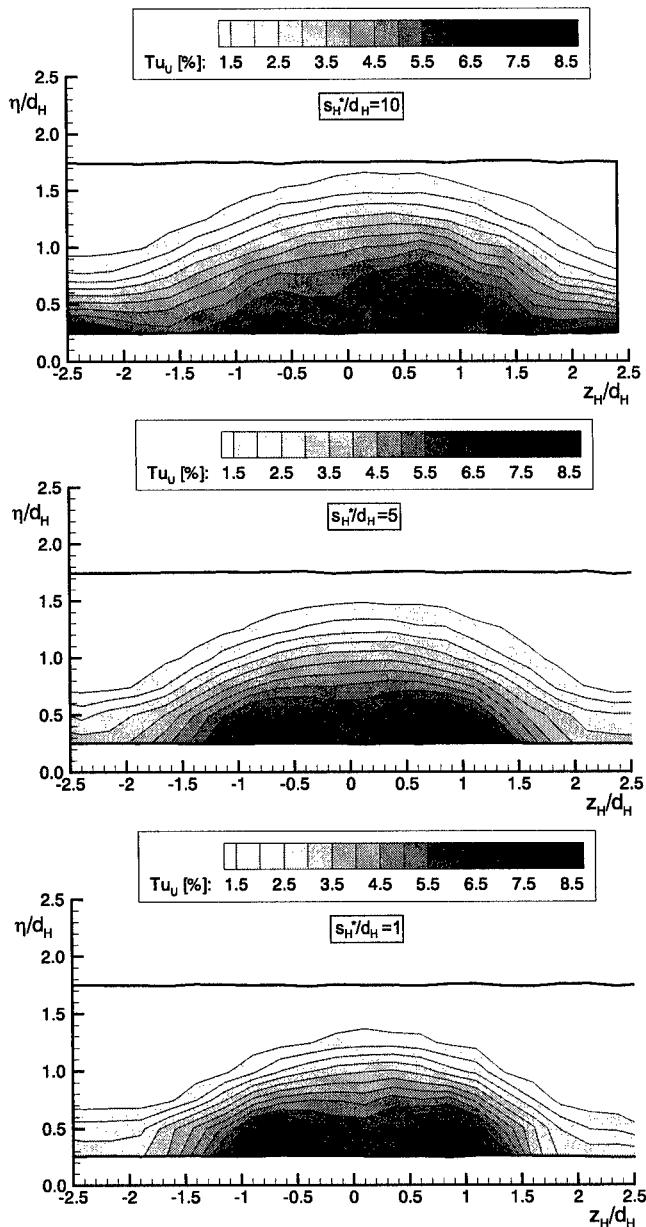


Abb. 4.61: Turbulenzgrad Tu_U in Hauptströmungsrichtung für $M=2.0$, T106-300-4

Abbildungen, Kap. 4

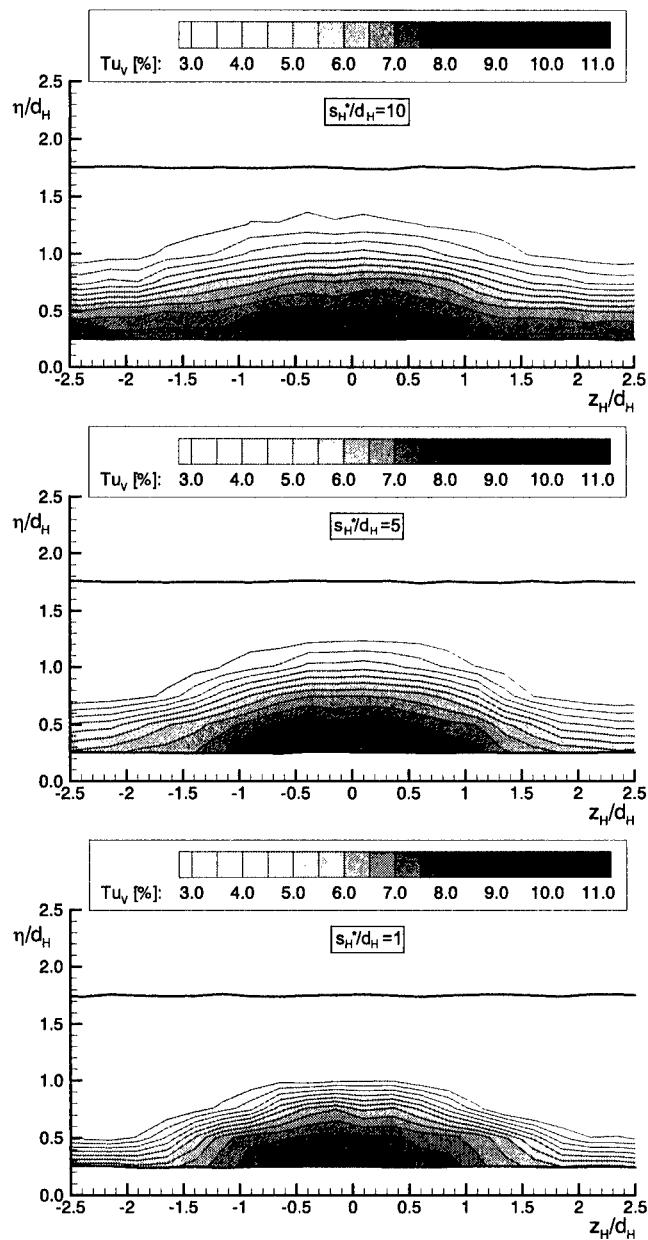


Abb. 4.62: Turbulenzgrad Tu_v in Profilnormalenrichtung für $M=1.0$, T106-300-4

Abbildungen, Kap. 4

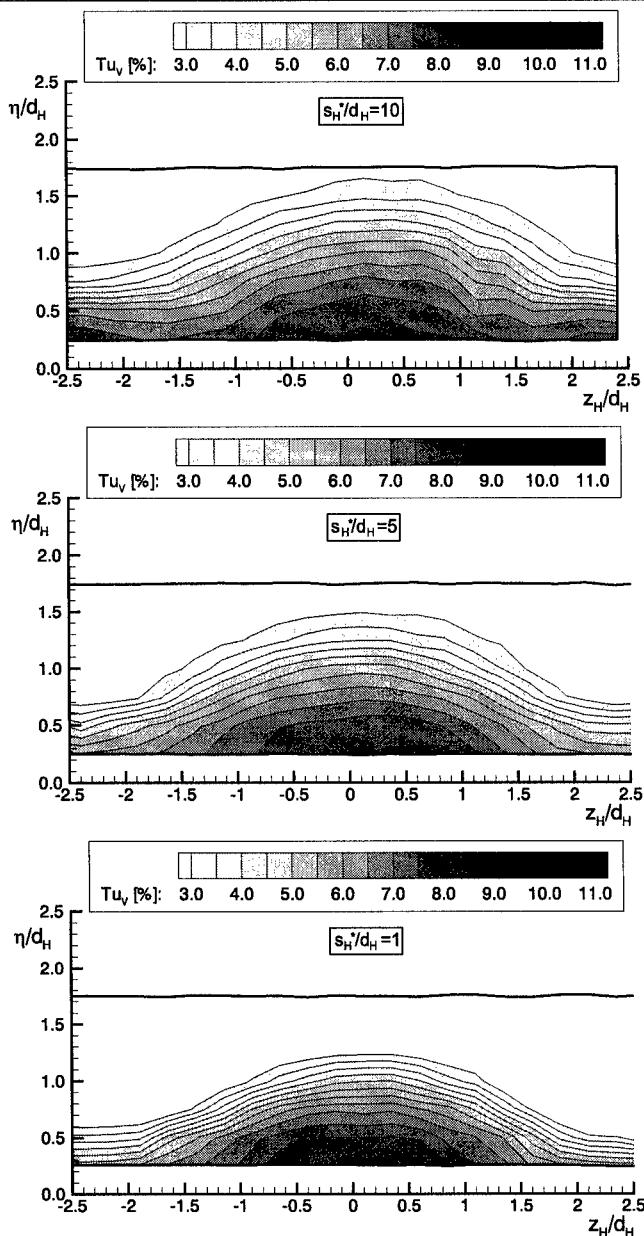


Abb. 4.63: Turbulenzgrad Tu_v in Profilnormalenrichtung für $M=2.0$, T106-300-4

Abbildungen, Kap. 4

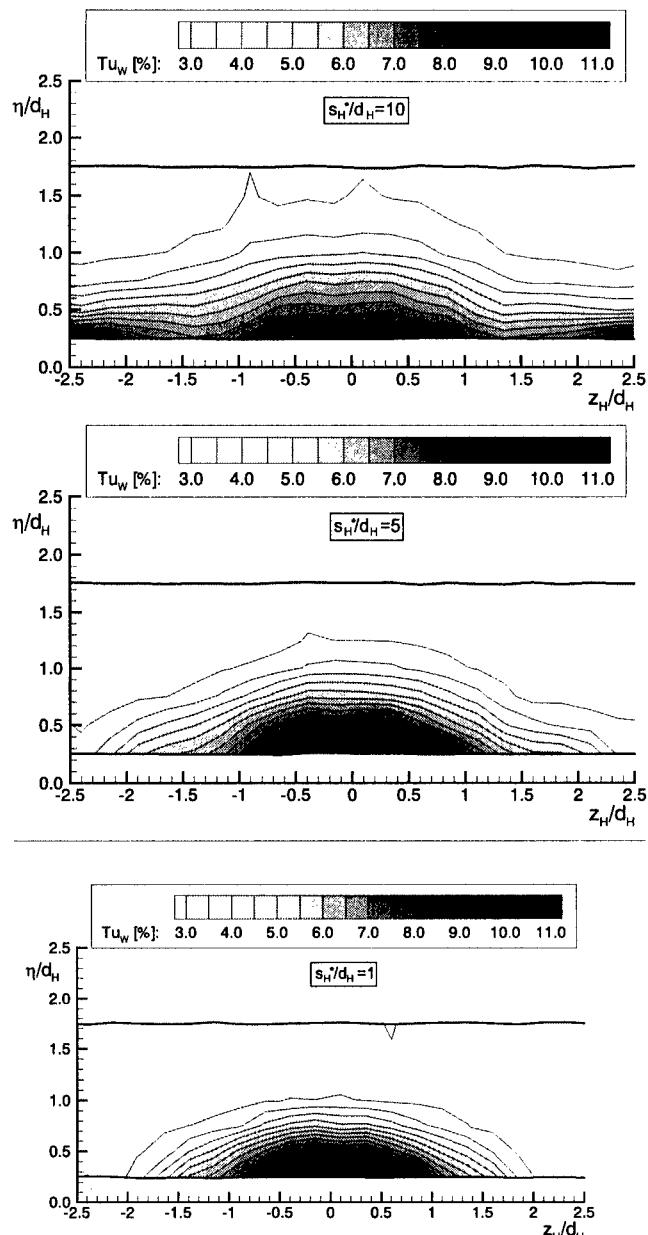


Abb. 4.64: Turbulenzgrad Tu_w in Lateralrichtung für $M=1.0$, T106-300-4

Abbildungen, Kap. 4

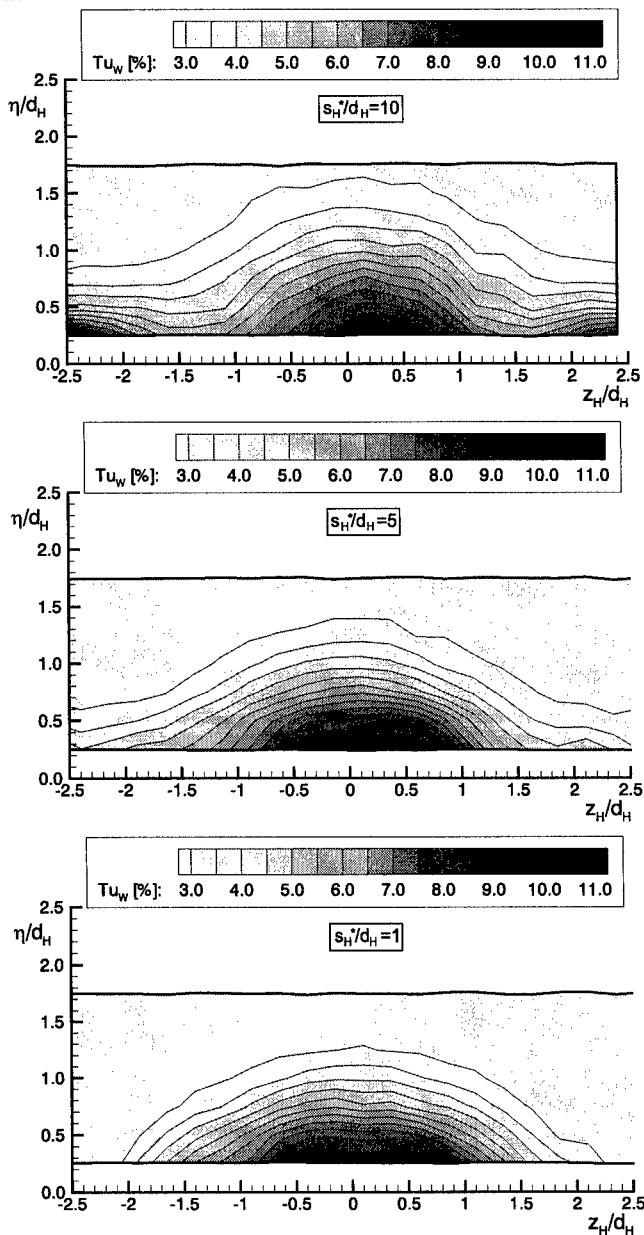


Abb. 4.65: Turbulenzgrad Tu_w in Lateralrichtung für $M=2.0$, T106-300-4

Abbildungen, Kap. 4

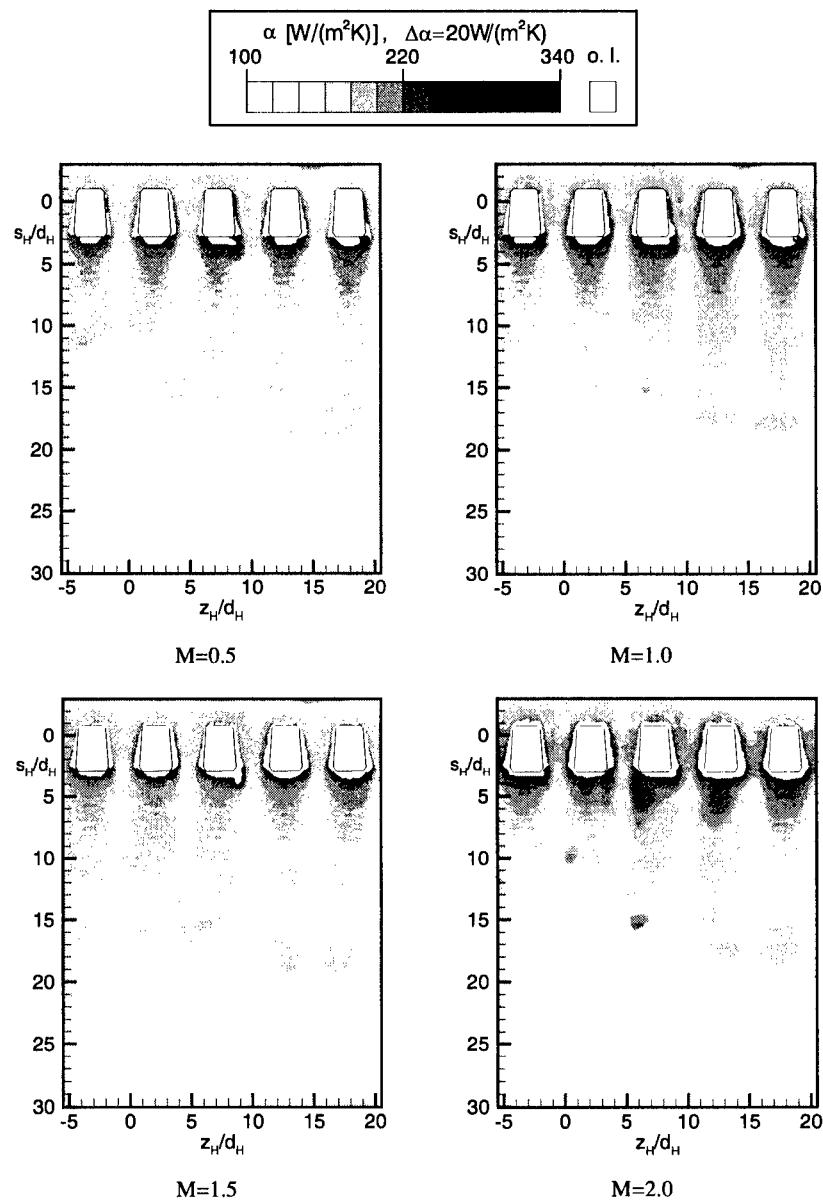


Abb. 4.66: Zweidimensionale Verteilung des lokalen Wärmeübergangskoeffizienten α am Turbinengitter T106-300-4 bei verschiedenen Ausblaseraten

Abbildungen, Kap. 4

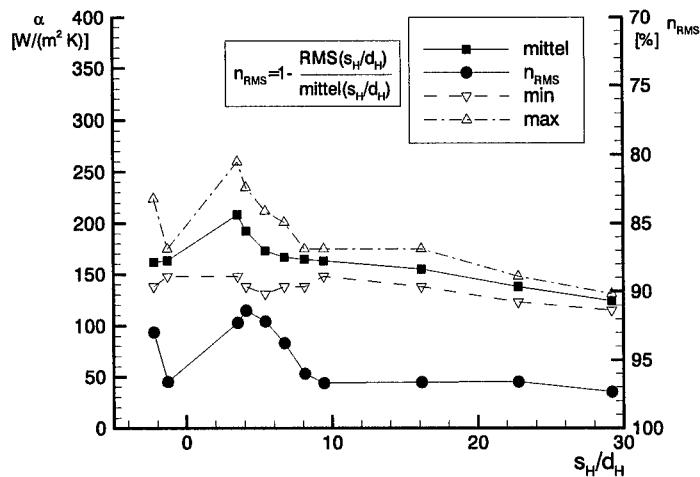


Abb. 4.67: Verlauf des lateral ausgewerteten Wärmeübergangskoeffizienten in Strömungsrichtung am Turbinengitter T106-300-4 für $M=0.5$

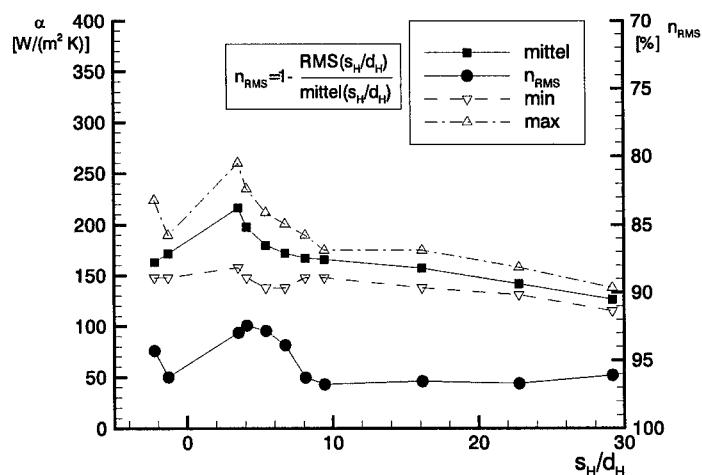


Abb. 4.68: Verlauf des lateral ausgewerteten Wärmeübergangskoeffizienten in Strömungsrichtung am Turbinengitter T106-300-4 für $M=1.0$

Abbildungen, Kap. 4

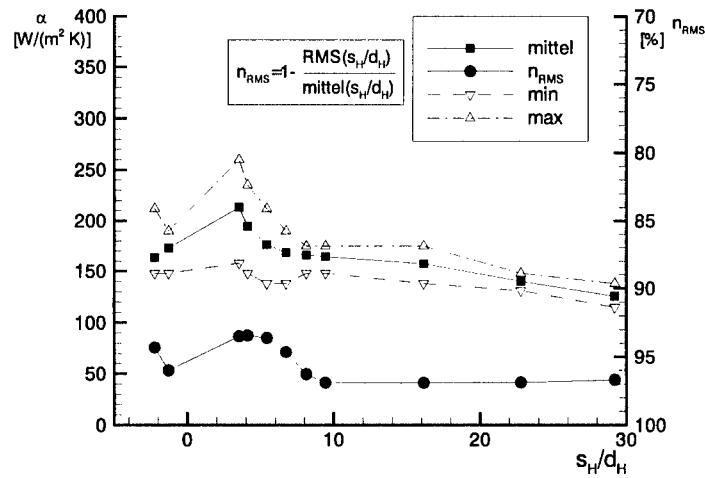


Abb. 4.69: Verlauf des lateral ausgewerteten Wärmeübergangskoeffizienten in Strömungsrichtung am Turbinengitter T106-300-4 für $M=1.5$

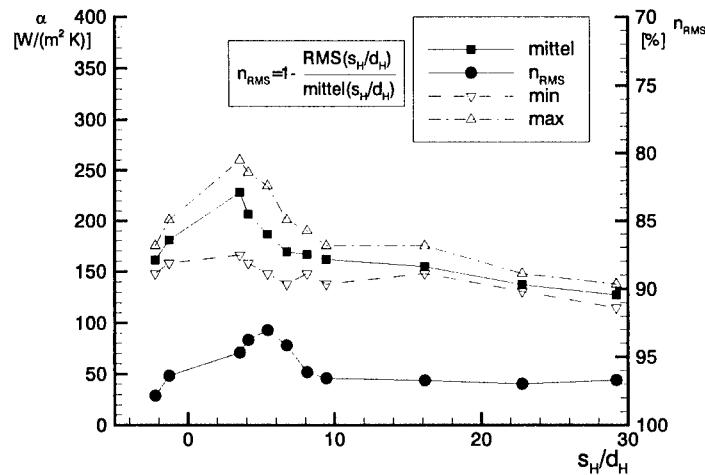


Abb. 4.70: Verlauf des lateral ausgewerteten Wärmeübergangskoeffizienten in Strömungsrichtung am Turbinengitter T106-300-4 für $M=2.0$

Abbildungen, Kap. 4

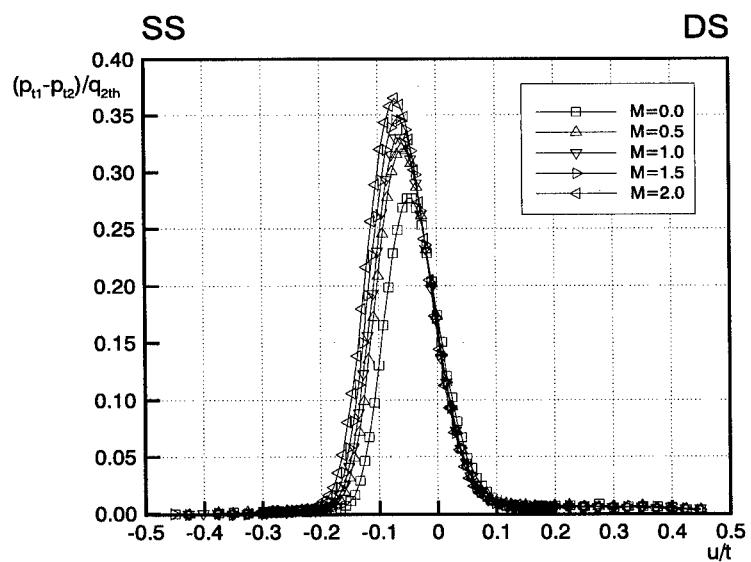


Abb. 4.71: Verlauf der Totaldruckverlustbeiwerte im Mittelschnitt des Turbinengitters
T106-300-5 für verschiedene Ausblaseraten

Abbildungen, Kap. 4

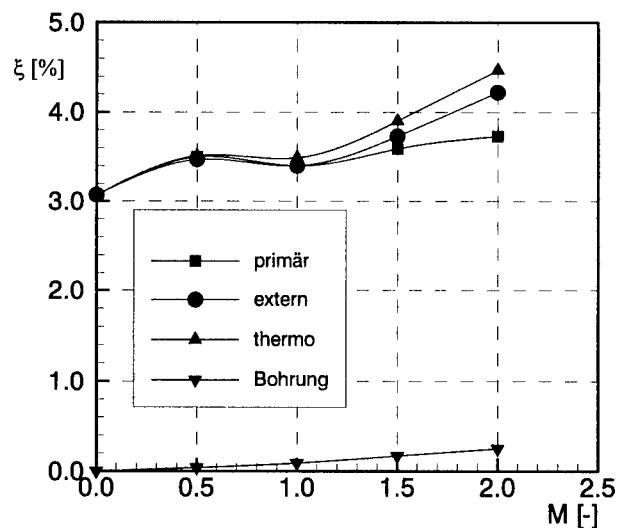
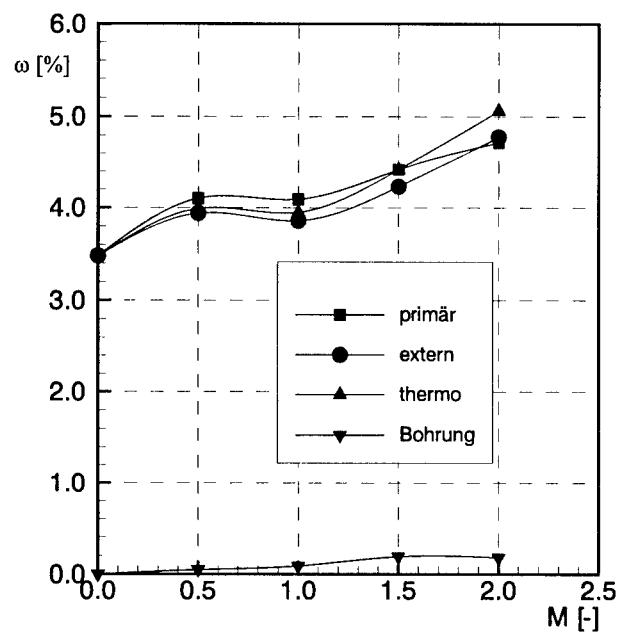


Abb. 4.72: Integrale Totaldruckverlustbeiwerte ω und Kinetische-Energieverlustbeiwerte ξ des Turbinengitters T106-300-5 für verschiedene Ausblaseraten

Abbildungen, Kap. 4

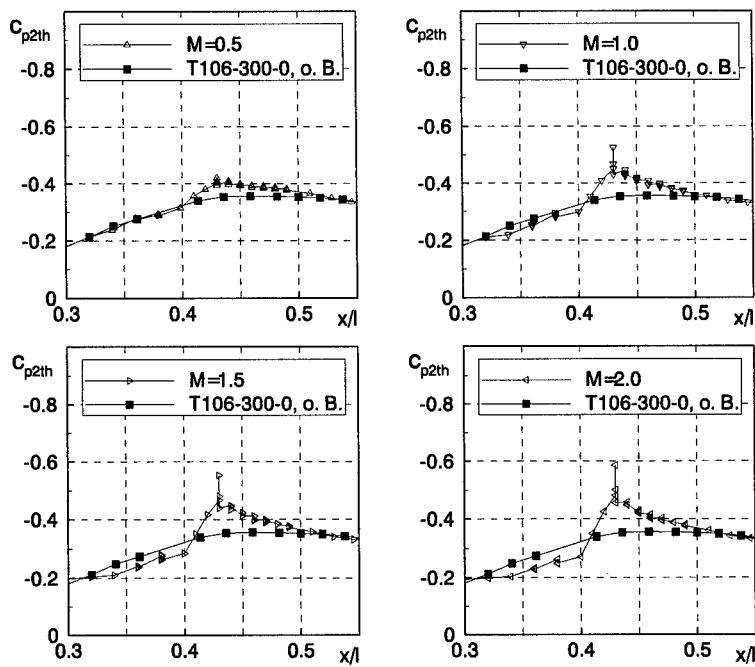


Abb. 4.73: Verlauf des Profildruckbeiwerts c_{p2th} im Ausblasebereich bei Variation der Ausblaserate am Turbinengitter T106-300-5

Abbildungen, Kap. 4

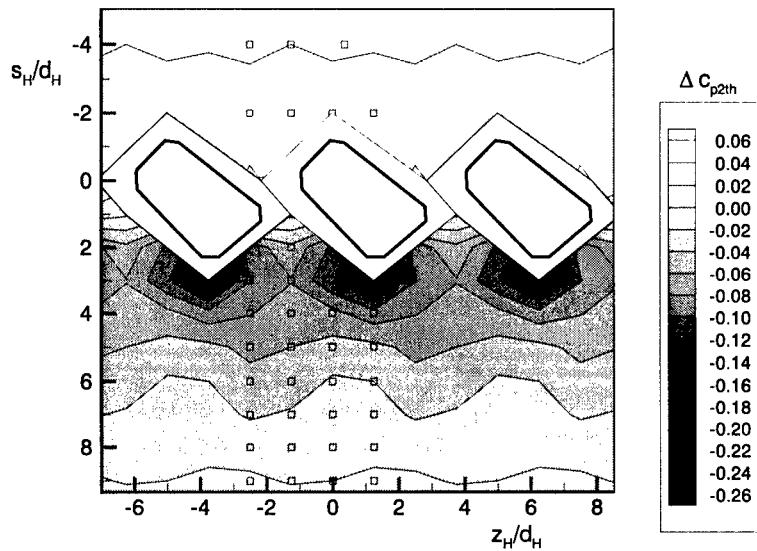


Abb. 4.74a: Flächenverteilung des Differenz-Profildruckbeiwerts ΔC_{p2th} am Turbinengitter T106-300-5 im Bohrungsnahfeld bei $M=0.5$

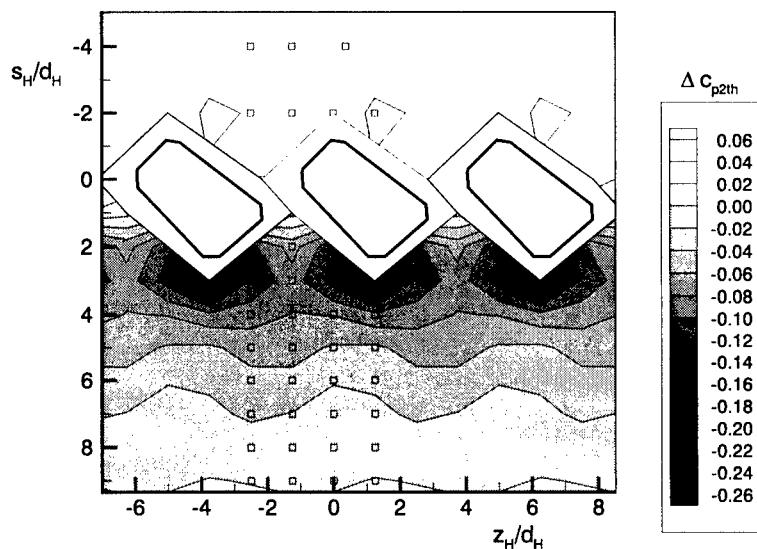


Abb. 4.74b: Flächenverteilung des Differenz-Profildruckbeiwerts ΔC_{p2th} am Turbinengitter T106-300-5 im Bohrungsnahfeld bei $M=1.0$

Abbildungen, Kap. 4

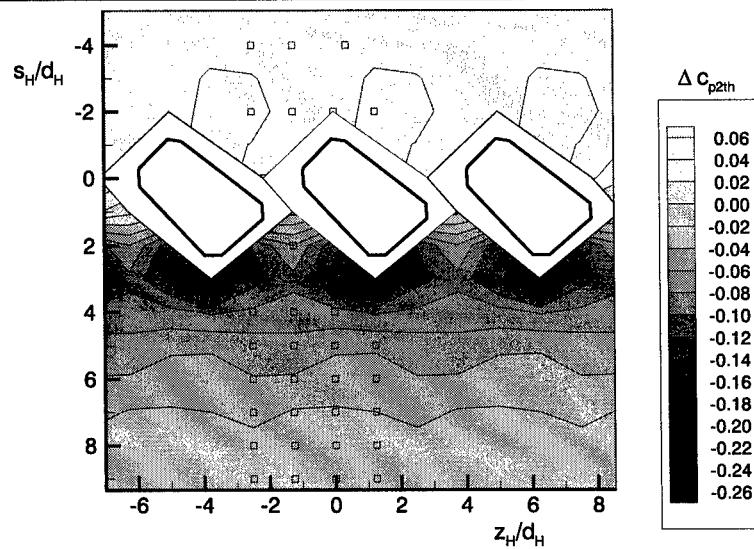


Abb. 4.74c: Flächenverteilung des Differenz-Profildruckbeiwerts Δc_{p2th} am Turbinengitter T106-300-5 im Bohrungsnahfeld bei $M=1.5$

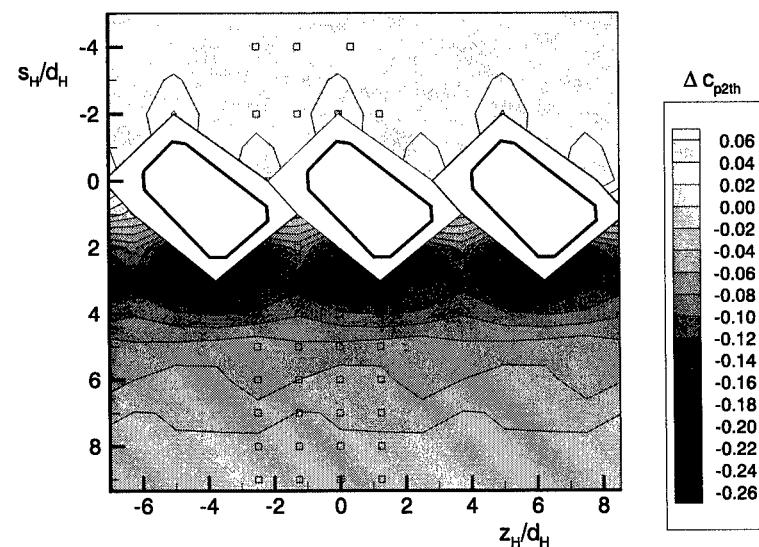
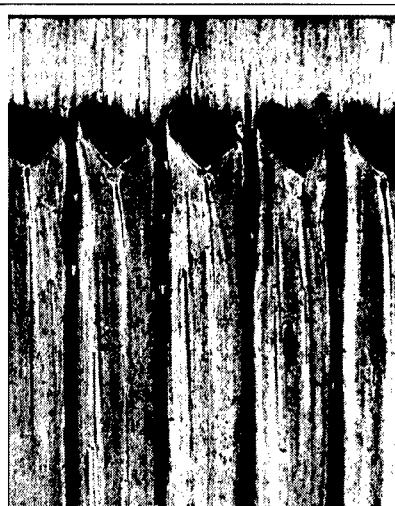
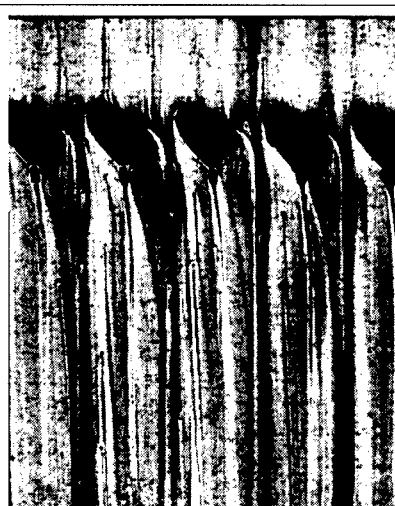


Abb. 4.74d: Flächenverteilung des Differenz-Profildruckbeiwerts Δc_{p2th} am Turbinengitter T106-300-5 im Bohrungsnahfeld bei $M=2.0$

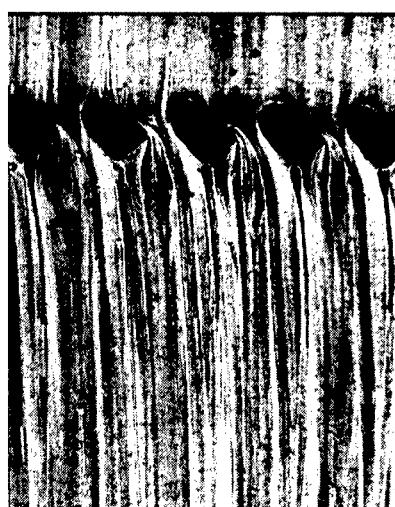
Abbildungen, Kap. 4



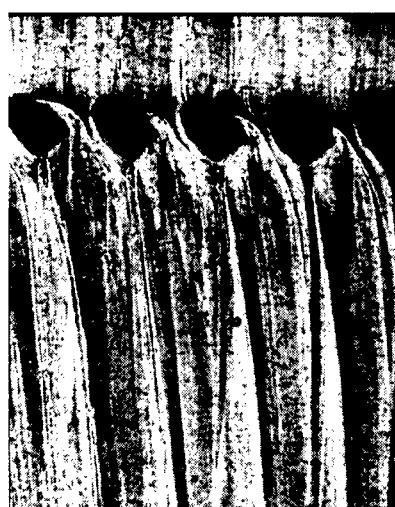
$M=0.5$



$M=1.0$



$M=1.5$



$M=2.0$

Abb. 4.75: Detailvergrößerung der Ölströmung im Bohrungsnahfeld für verschiedene Ausblaseraten, T106-300-5

Abbildungen, Kap. 4

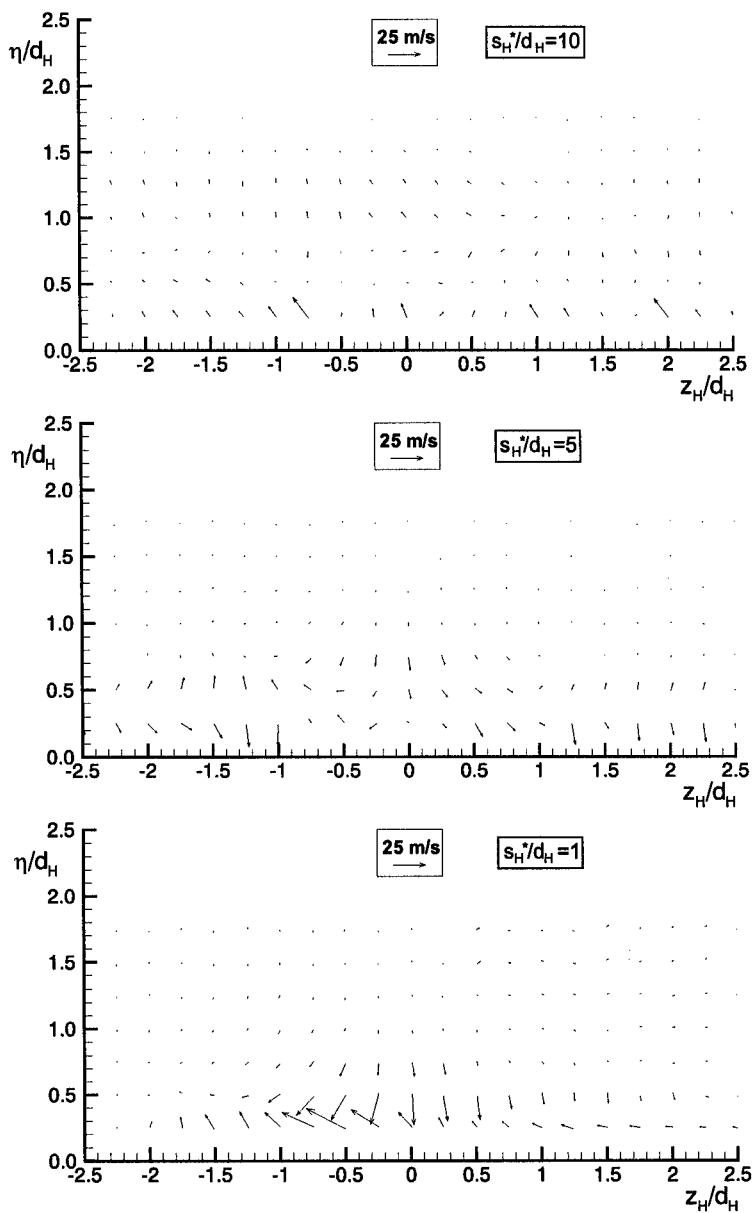


Abb. 4.76: Querströmungsgeschwindigkeiten v und w (senkrecht und lateral zur Profiloberfläche) für $M=1.0$, T106-300-5

Abbildungen, Kap. 4

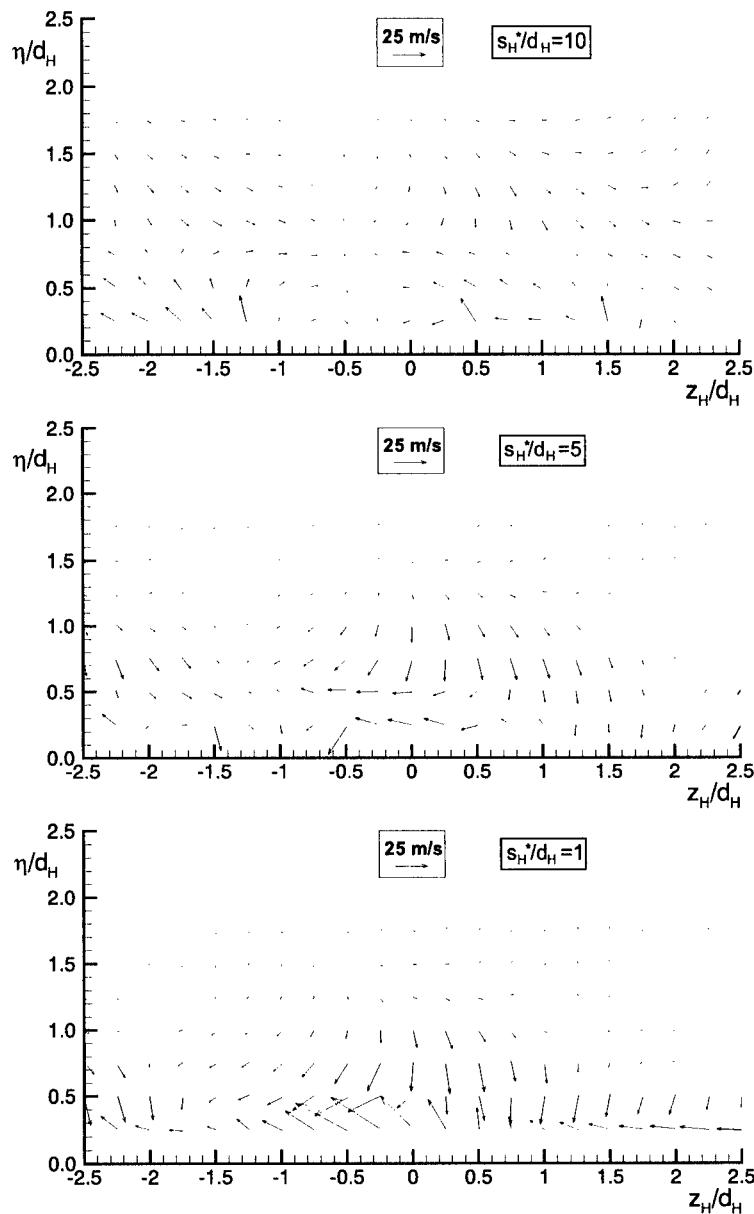


Abb. 4.77: Querströmungsgeschwindigkeiten v und w (senkrecht und lateral zur Profiloberfläche) für $M=2.0$, $T106-300-5$

Abbildungen, Kap. 4

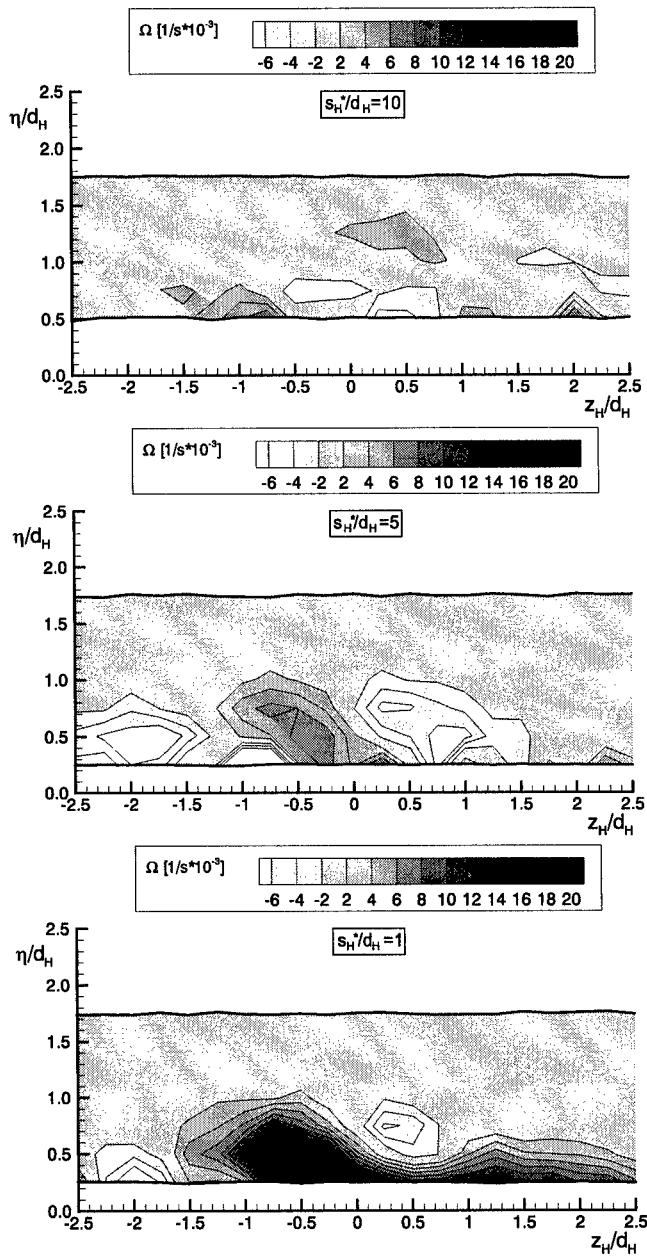


Abb. 4.78: Rotationsverteilung für $M=1.0$, T106-300-5

Abbildungen, Kap. 4

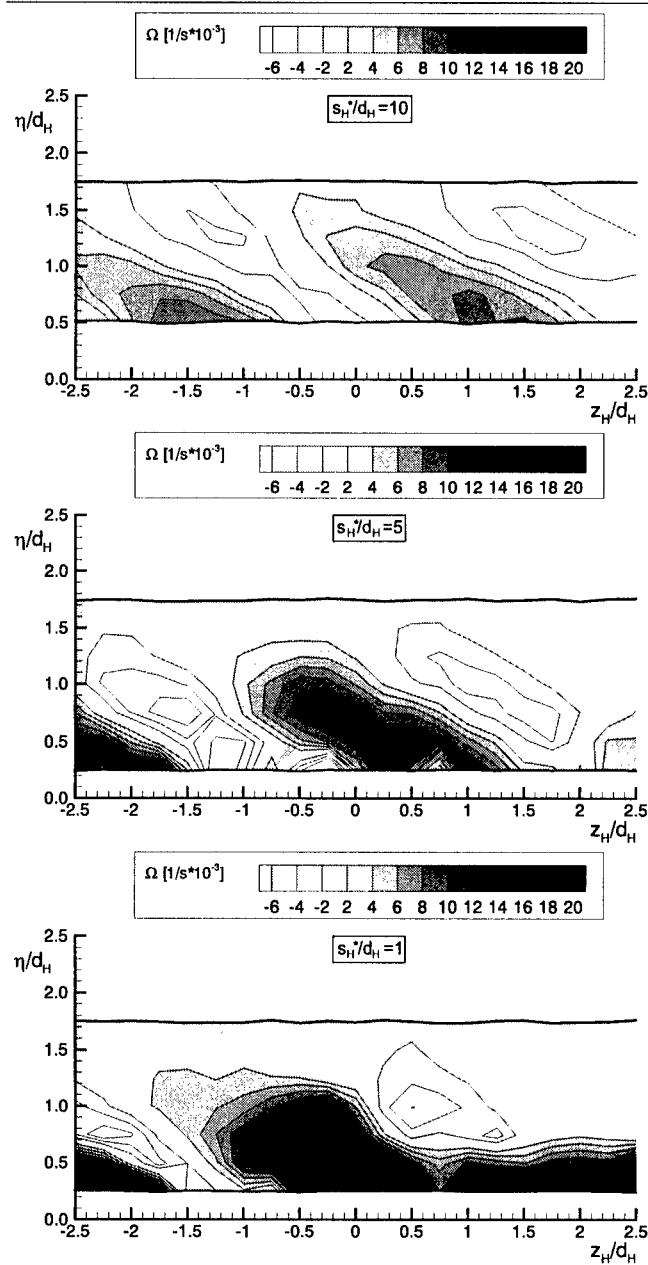


Abb. 4.79: Rotationsverteilung für $M=2.0$, T106-300-5

Abbildungen, Kap. 4

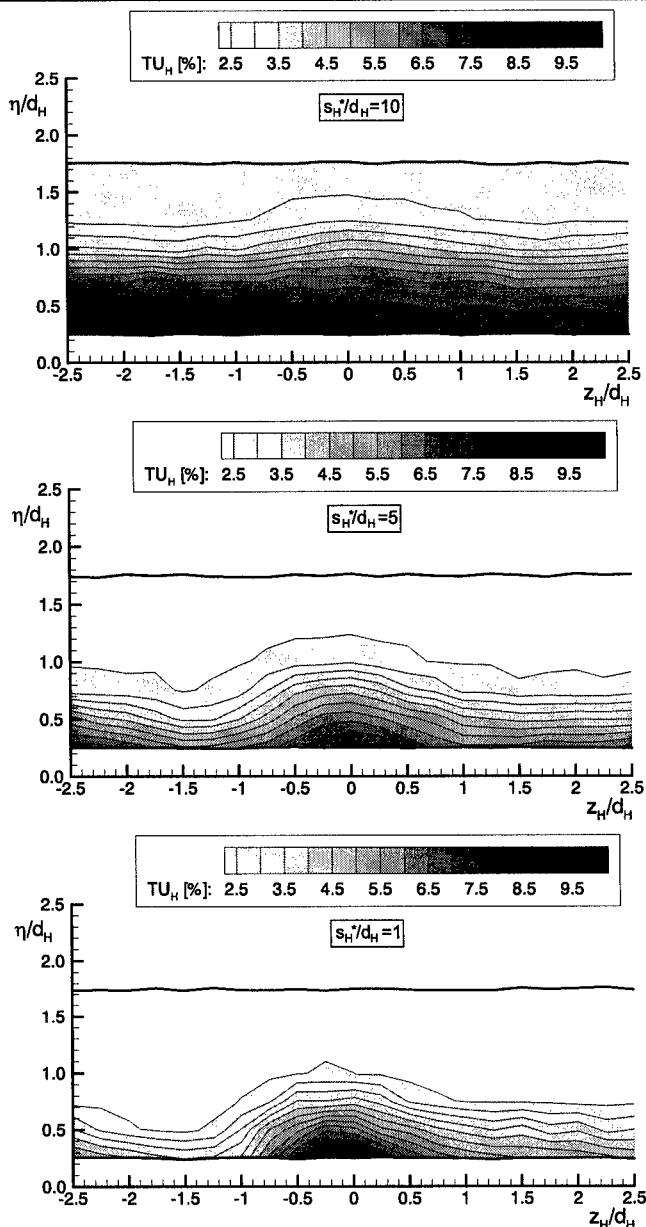


Abb. 4.80: Hauptstromturbulenzgrad Tu_H für $M=1.0$, T106-300-5

Abbildungen, Kap. 4

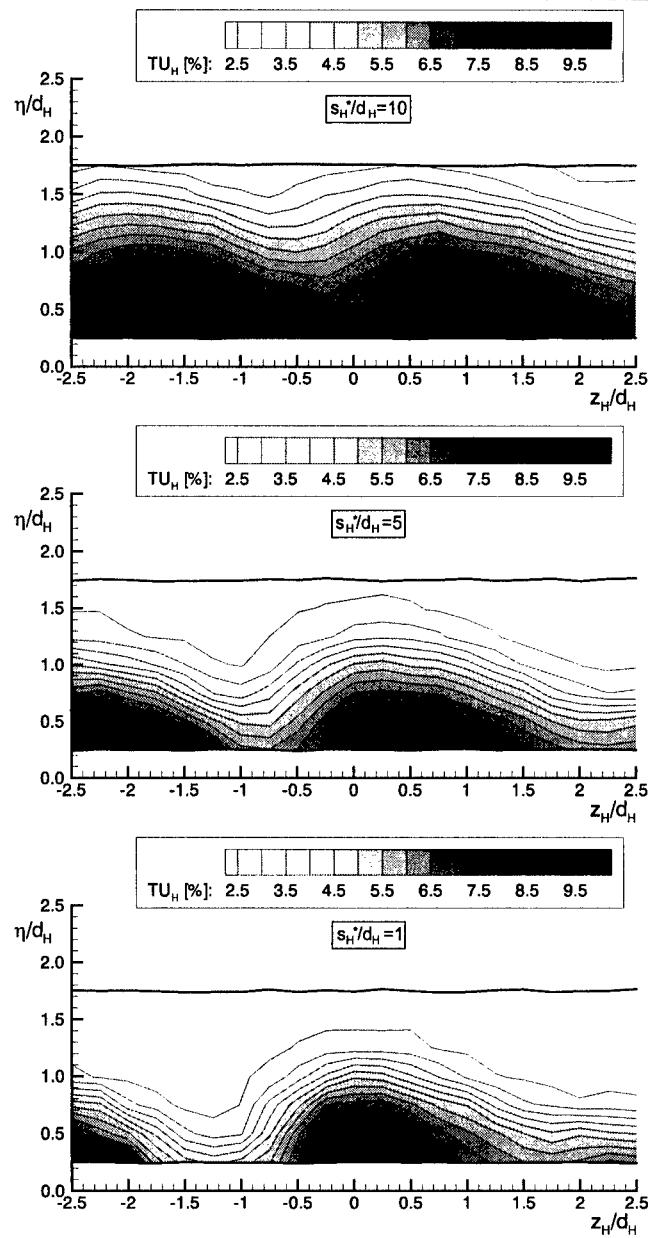


Abb. 4.81: Hauptstromturbulenzgrad TU_H für $M=2.0$, T106-300-5

Abbildungen, Kap. 4

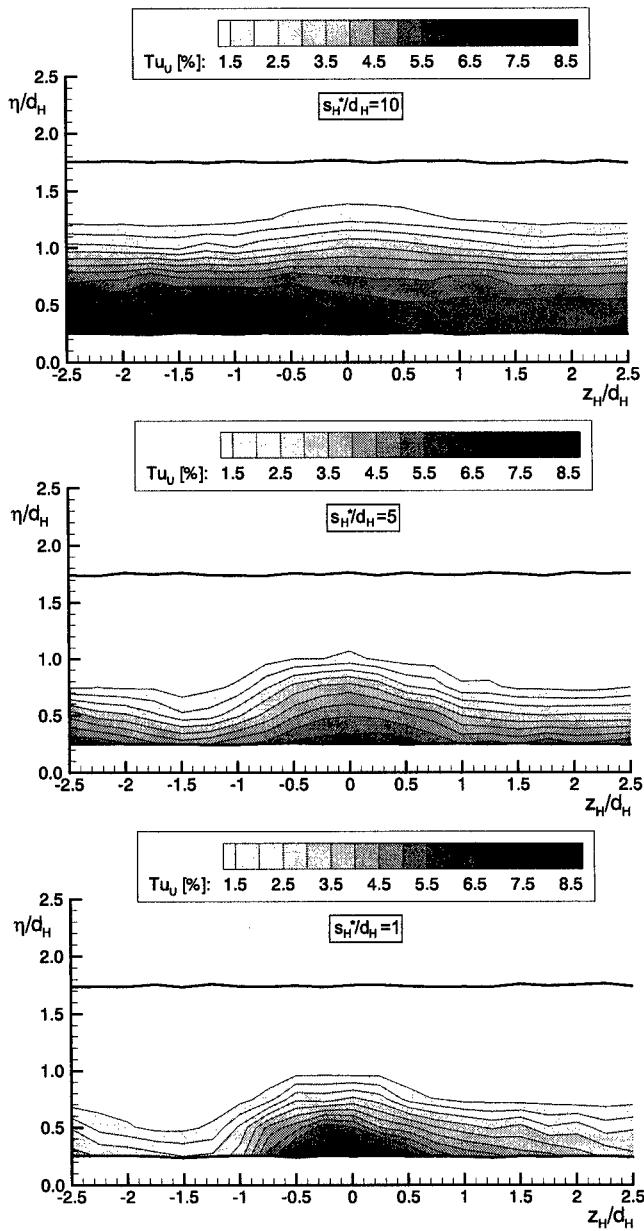


Abb. 4.82: Turbulenzgrad Tu_U in Hauptströmungsrichtung für $M=1.0$, T106-300-5

Abbildungen, Kap. 4

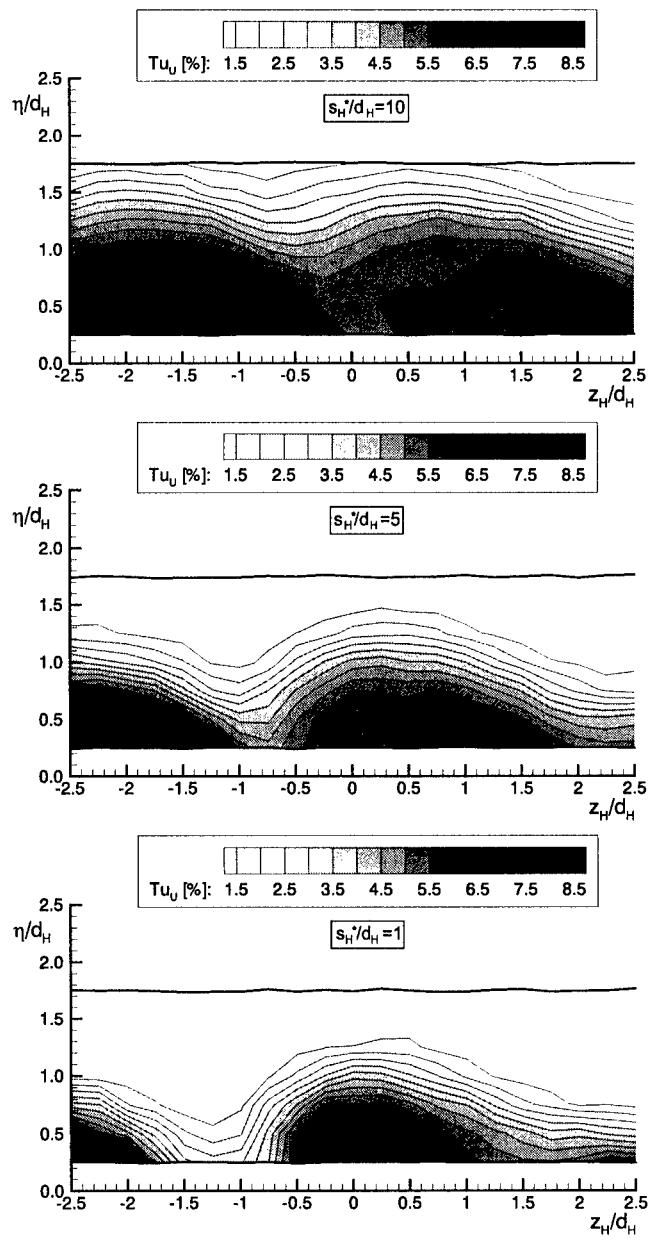


Abb. 4.83: Turbulenzgrad Tu_U in Hauptströmungsrichtung für $M=2.0$, T106-300-5

Abbildungen, Kap. 4

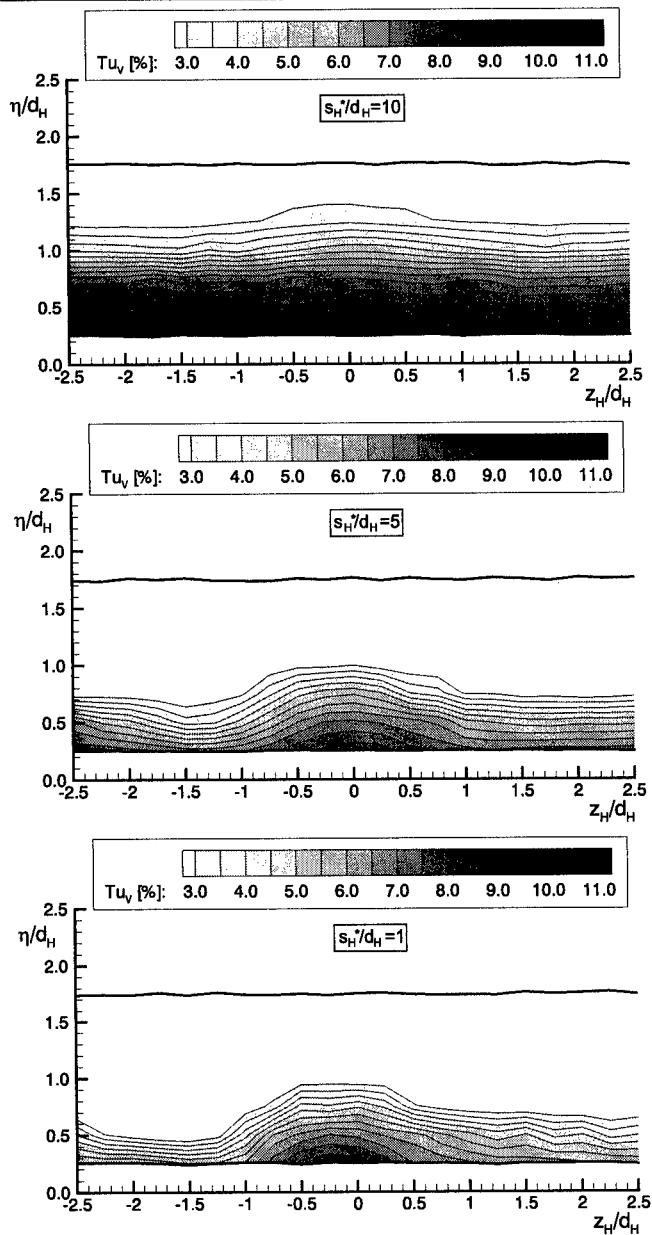


Abb. 4.84: Turbulenzgrad Tu_v in Profilnormalenrichtung für $M=1.0$, T106-300-5

Abbildungen, Kap. 4

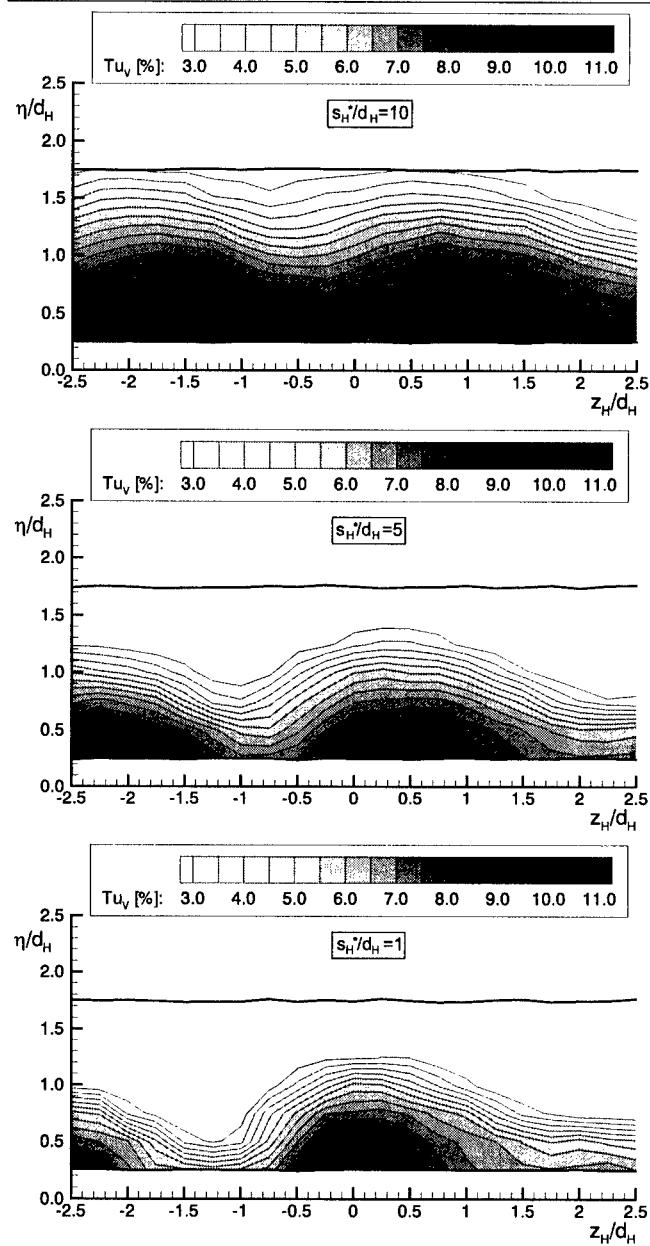


Abb. 4.85: Turbulenzgrad Tu_v in Profilnormalenrichtung für $M=2.0$, T106-300-5

Abbildungen, Kap. 4

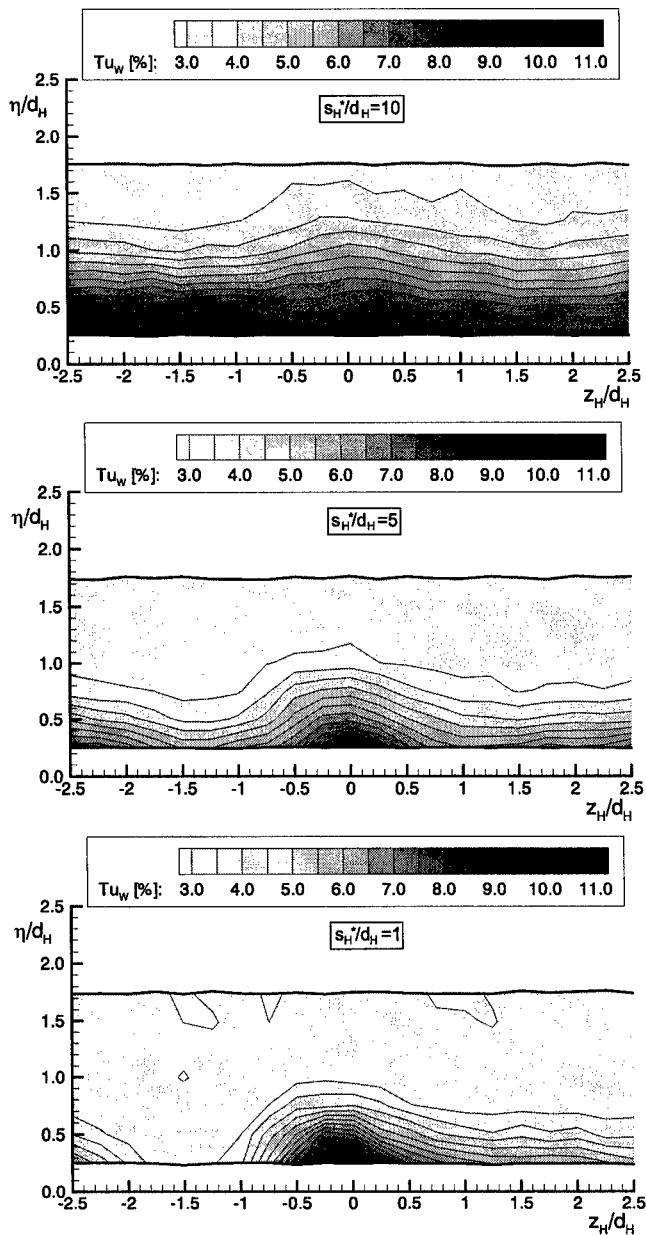


Abb. 4.86: Turbulenzgrad Tu_w in Lateralrichtung für $M=1.0$, T106-300-5

Abbildungen, Kap. 4

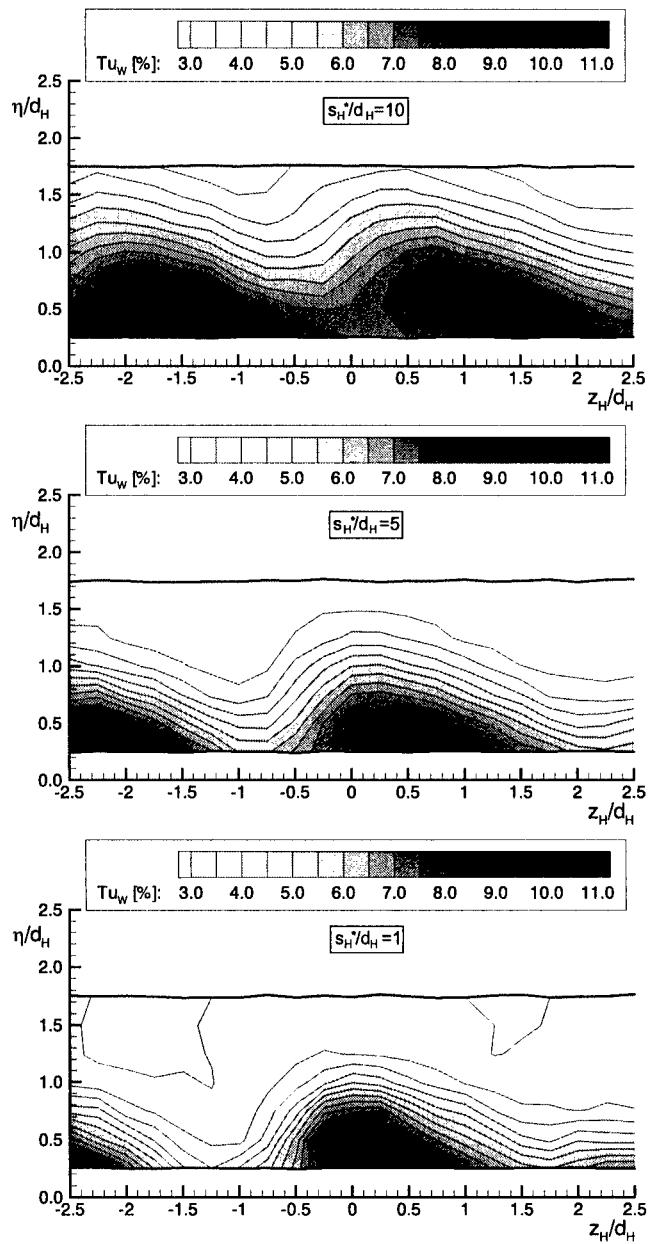


Abb. 4.87: Turbulenzgrad Tu_w in Lateralrichtung für $M=2.0$, T106-300-5

Abbildungen, Kap. 4

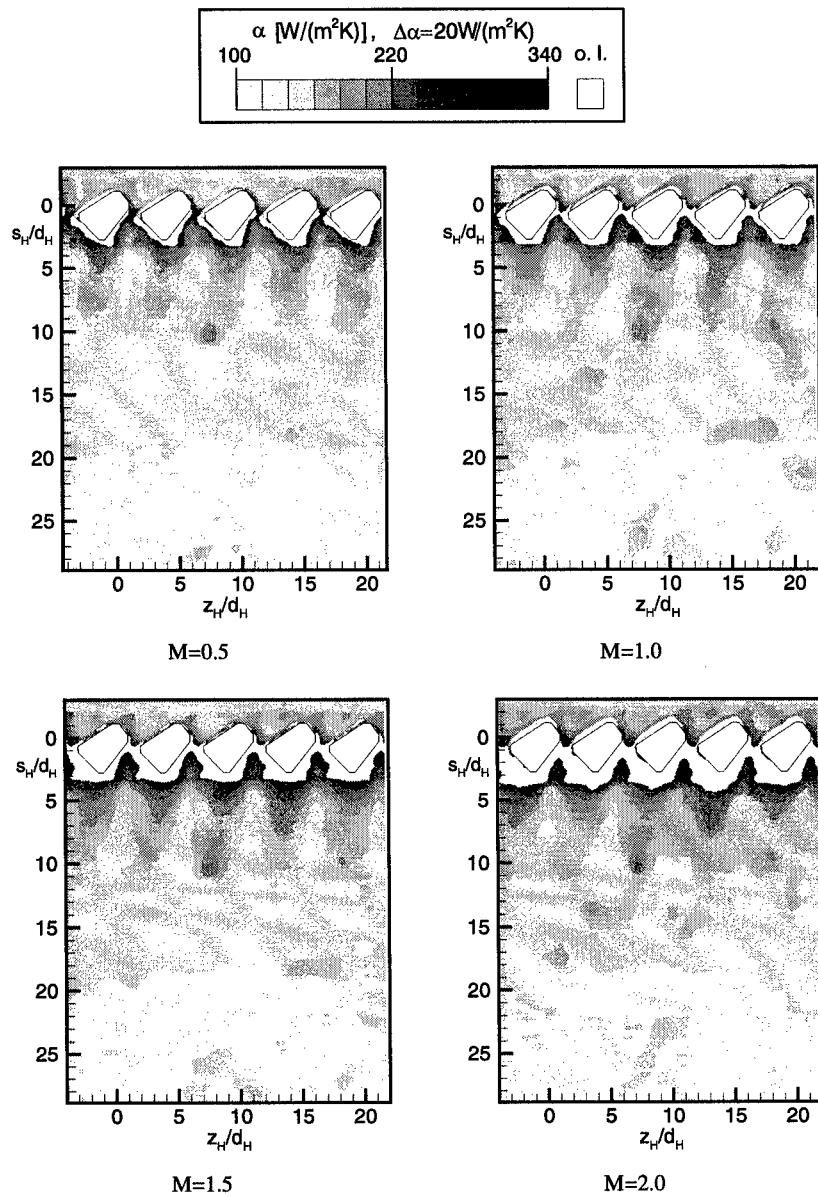


Abb. 4.88: Zweidimensionale Verteilung des lokalen Wärmeübergangskoeffizienten α am Turbinengitter T106-300-5 bei verschiedenen Ausblaseraten

Abbildungen, Kap. 4

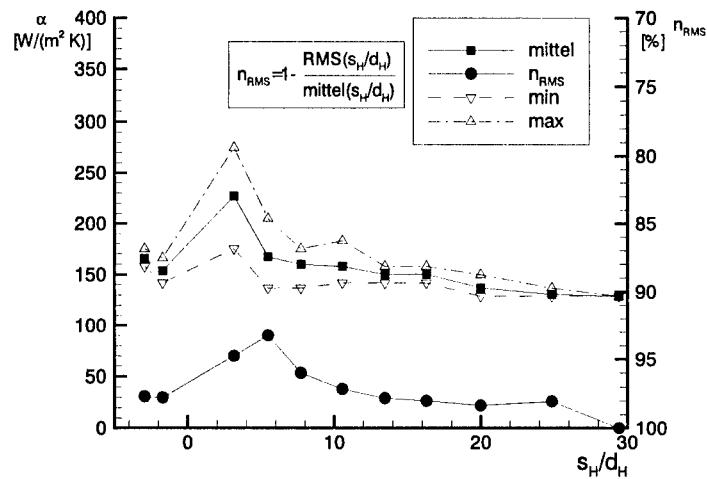


Abb. 4.89: Verlauf des lateral ausgewerteten Wärmeübergangskoeffizienten in Strömungsrichtung am Turbinengitter T106-300-5 für $M=0.5$

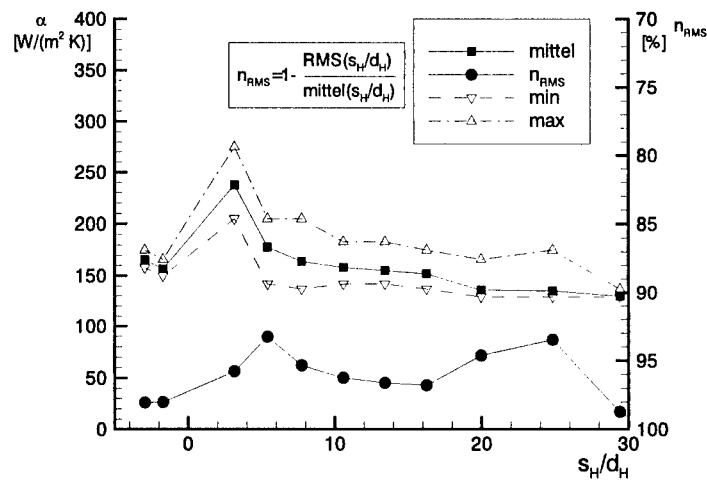


Abb. 4.90: Verlauf des lateral ausgewerteten Wärmeübergangskoeffizienten in Strömungsrichtung am Turbinengitter T106-300-5 für $M=1.0$

Abbildungen, Kap. 4

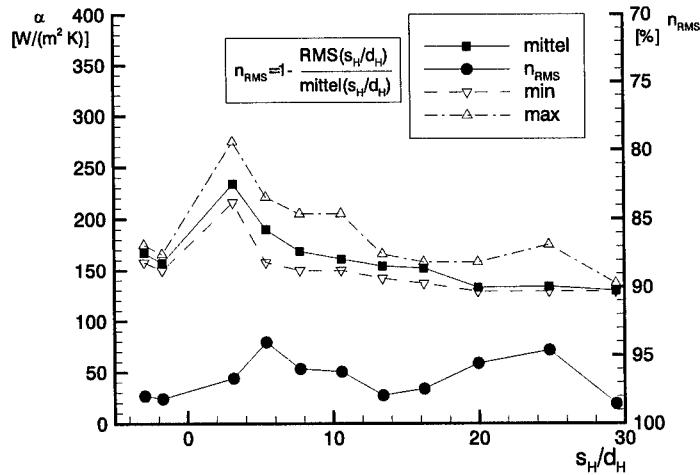


Abb. 4.91: Verlauf des lateral ausgewerteten Wärmeübergangskoeffizienten in Strömungsrichtung am Turbinengitter T106-300-5 für $M=1.5$

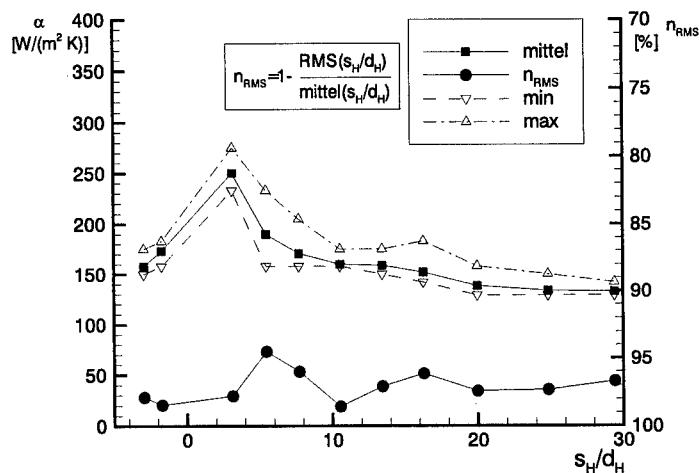


Abb. 4.92: Verlauf des lateral ausgewerteten Wärmeübergangskoeffizienten in Strömungsrichtung am Turbinengitter T106-300-5 für $M=2.0$

Abbildungen, Kap. 4

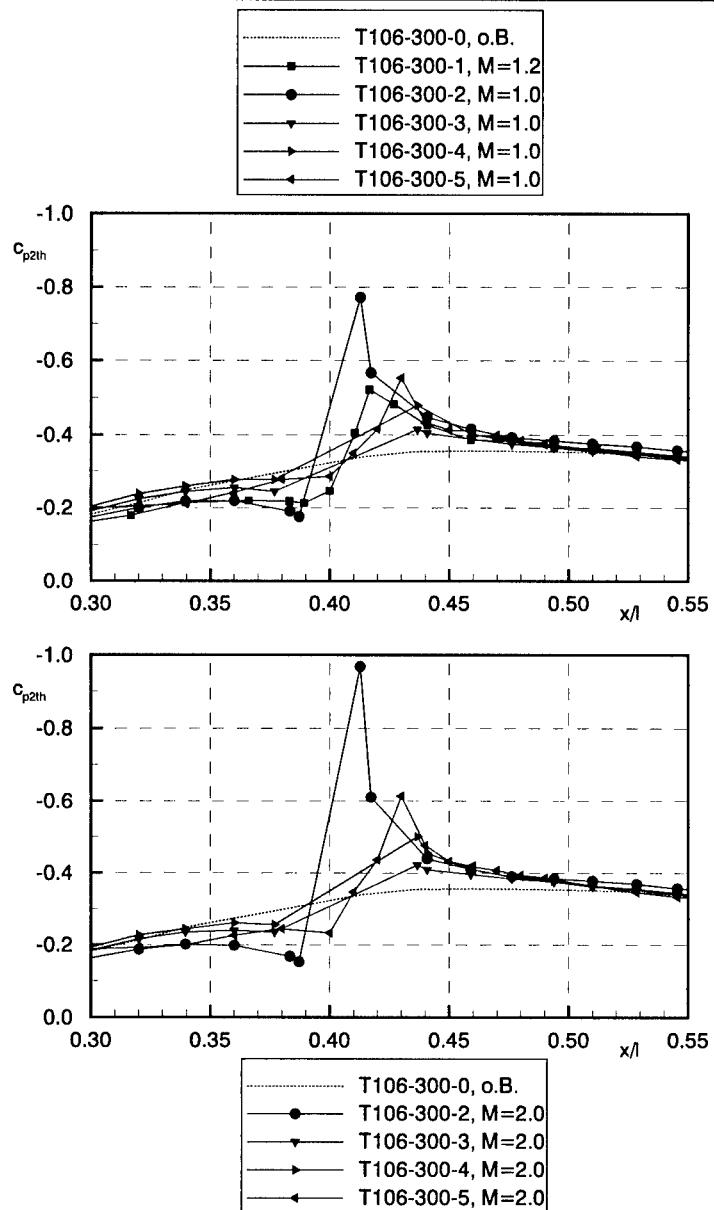


Abb. 4.93: Vergleich des Profildruckbeiwerts c_{p2h} im Bohrungsnahbereich für verschiedene Ausblaseraten (T106-300-1, ..., T106-300-5)

Abbildungen, Kap. 4

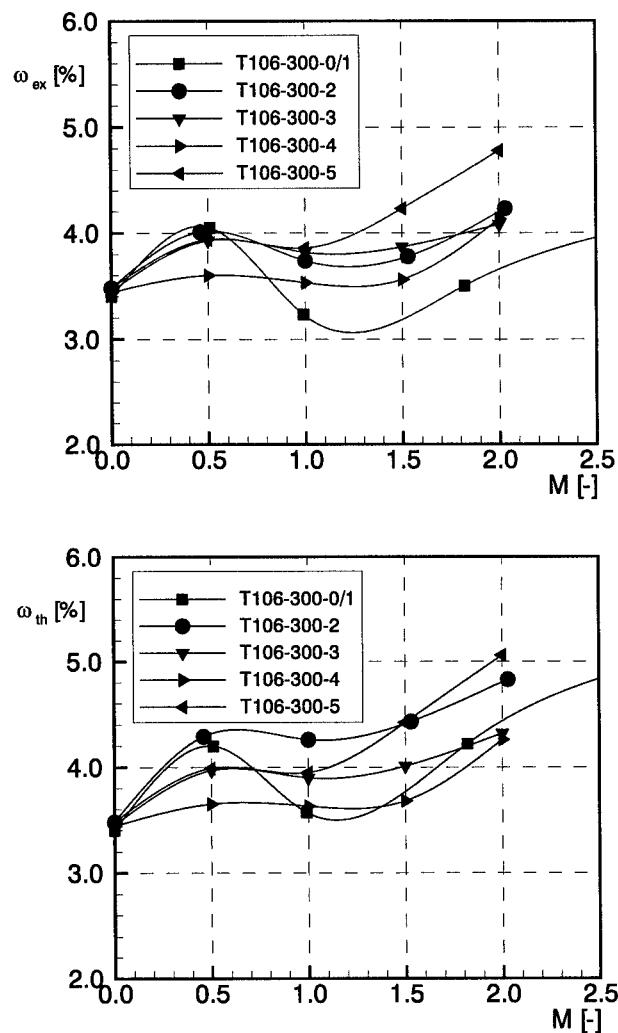


Abb. 4.94: Vergleich der integralen Totaldruckverlustbeiwerte ω_{ex} und ω_{th} für verschiedene Ausblaseraten (T106-300-1, ..., T106-300-5)

Abbildungen, Kap. 4

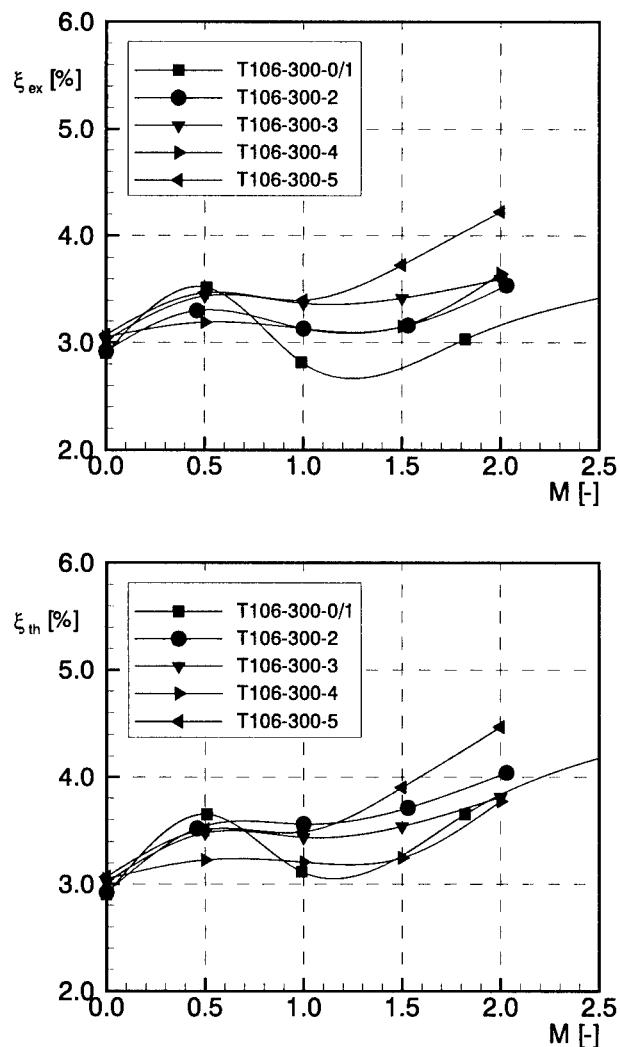


Abb. 4.95: Vergleich der integralen Kinetische-Energieverlustbeiwerte ξ_{ex} und ξ_{th} für verschiedene Ausblaseraten (T106-300-1, ..., T106-300-5)

Abbildungen, Kap. 4

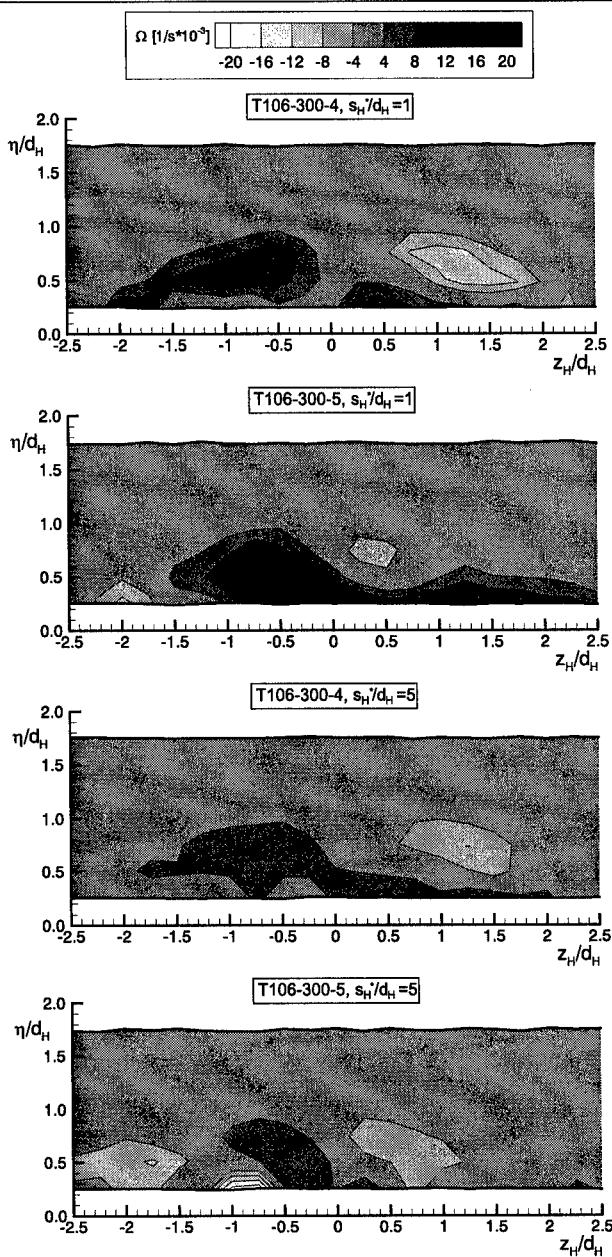


Abb. 4.96: Vergleich der Rotationsverteilung in Hauptströmungsrichtung für $M=1.0$, T106-300-4 und T106-300-5

Abbildungen, Kap. 4

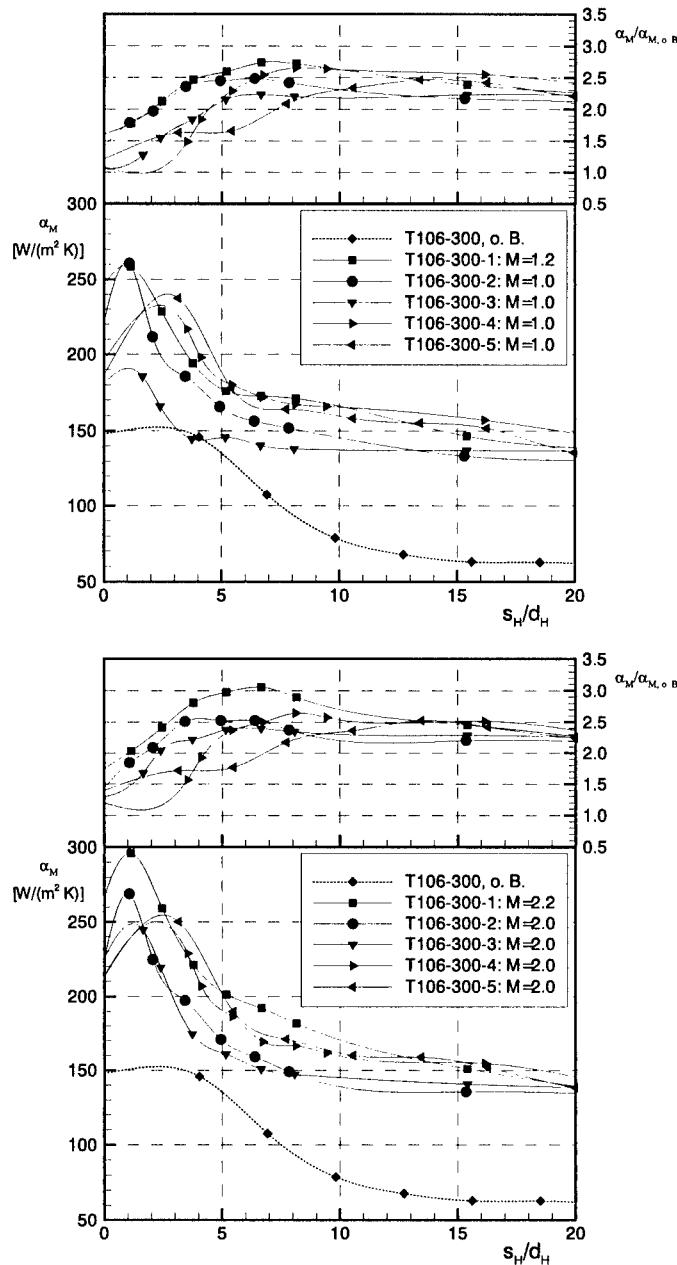


Abb. 4.97: Vergleich der lateral gemittelten Wärmeübergangskoeffizienten α_M für verschiedene Ausblaseraten (T106-300-1, ..., T106-300-5)

Abbildungen, Kap. 4

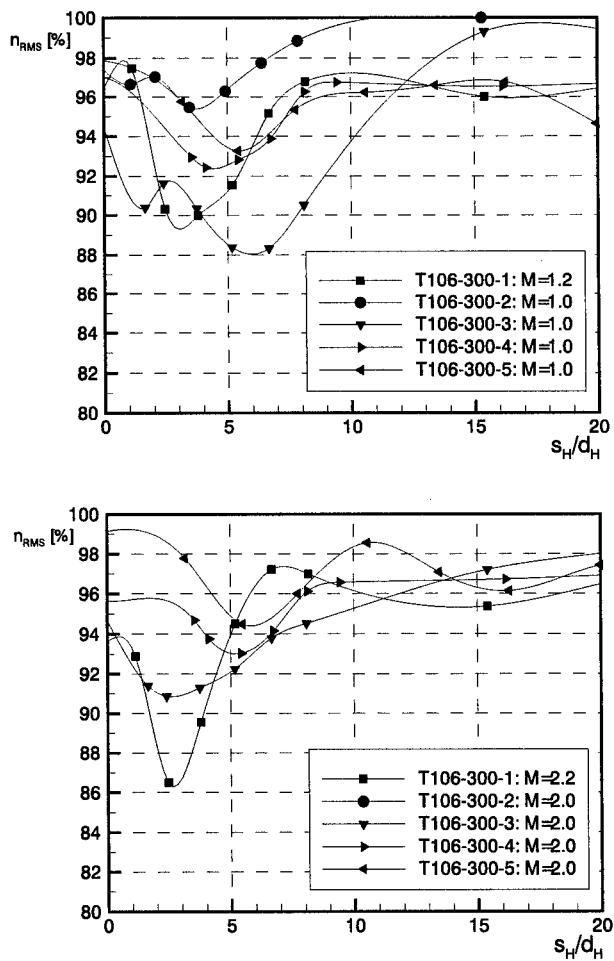


Abb. 4.98: Vergleich der Homogenitätsfaktoren des Wärmeübergangs n_{RMS} für verschiedene Ausblaseraten (T106-300-1, ..., T106-300-5)

Abbildungen, Kap. 4

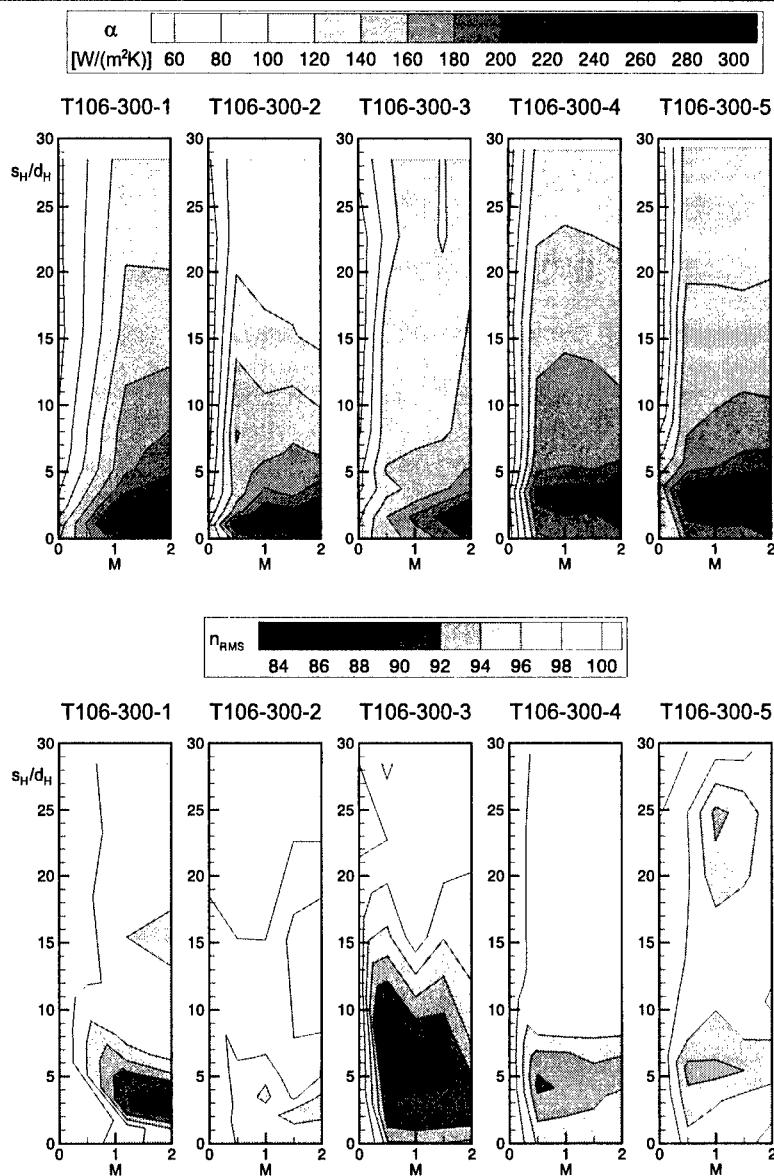
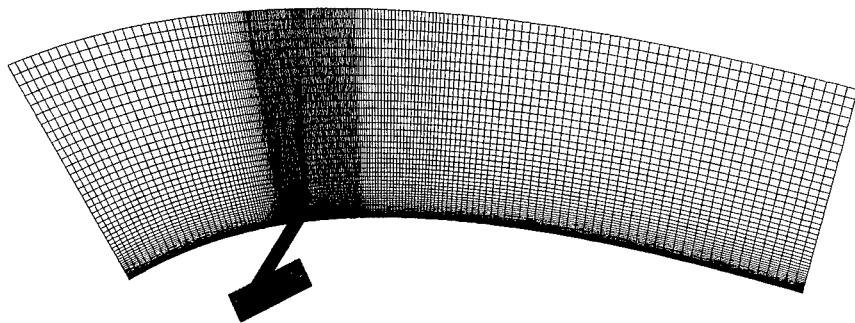


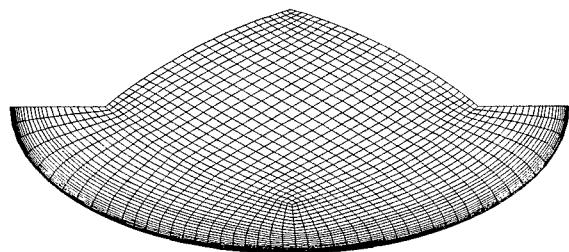
Abb. 4.99: Einfluß der Ausblaserate und der Bohrungsgeometrie auf den lateral gemittelten Wärmeübergangskoeffizienten α_M und den Homogenitätsfaktor n_{RMS} (T106-300-1, ..., T106-300-5)

Abbildungen, Kap. 5

Querschnitt durch das gesamte Rechennetz



Schnitt durch das Rechennetz am Bohrungseintritt (Plenum)



Schnitt durch das Rechennetz am Bohrungsaustritt (Profiloberfläche)

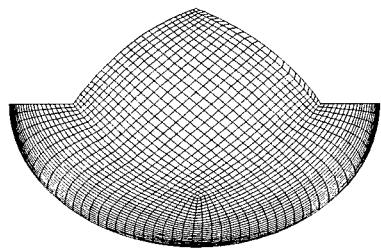
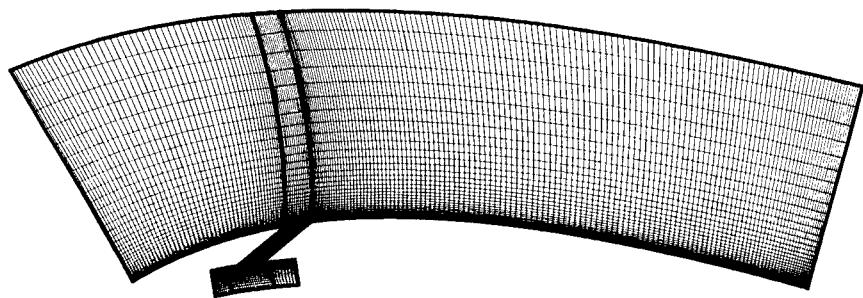


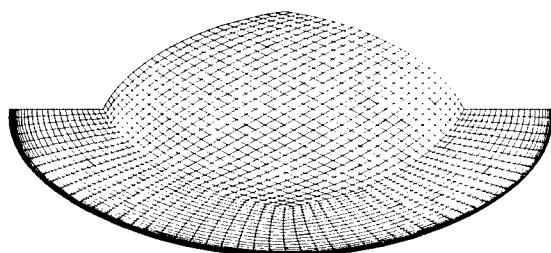
Abb. 5.1: Rechennetz zur Strömungssimulation am Turbinengitter T106-300-2 mit TRACE-S

Abbildungen, Kap. 5

Querschnitt durch das gesamte Rechennetz



Schnitt durch das Rechennetz am Bohrungseintritt (Plenum)



Schnitt durch das Rechennetz am Bohrungsaustritt (Profiloberfläche)

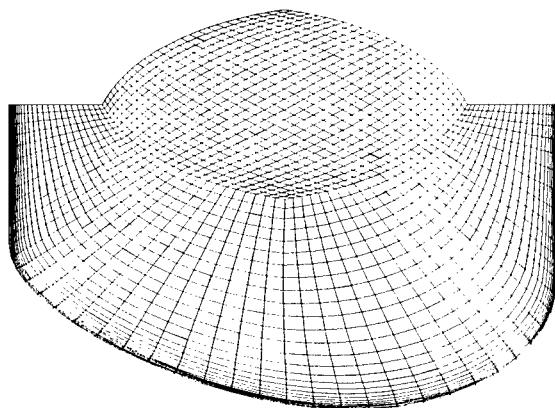
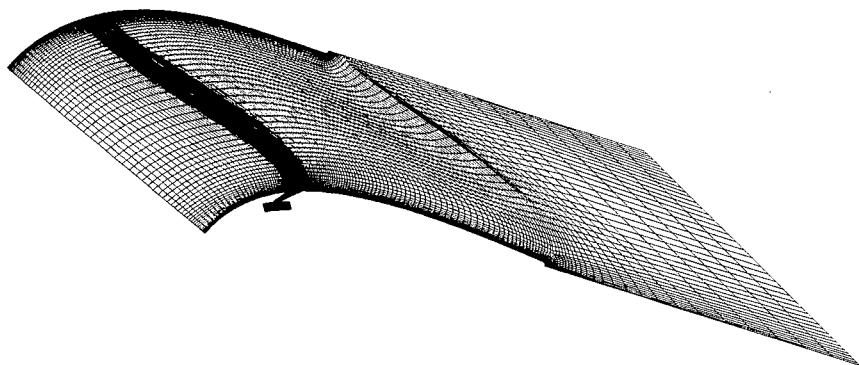


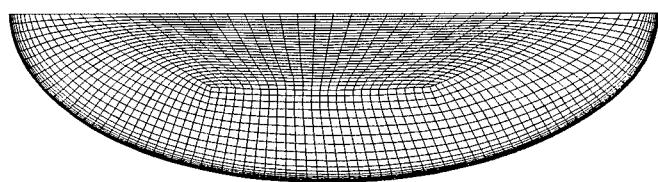
Abb. 5.2: Rechennetz zur Strömungssimulation am Turbinengitter T106-300-3 mit TRACE-S

Abbildungen, Kap. 5

Querschnitt durch das gesamte Rechennetz



Schnitt durch das Rechennetz am Bohrungseintritt (Plenum)



Schnitt durch das Rechennetz am Bohrungsaustritt (Profiloberfläche)

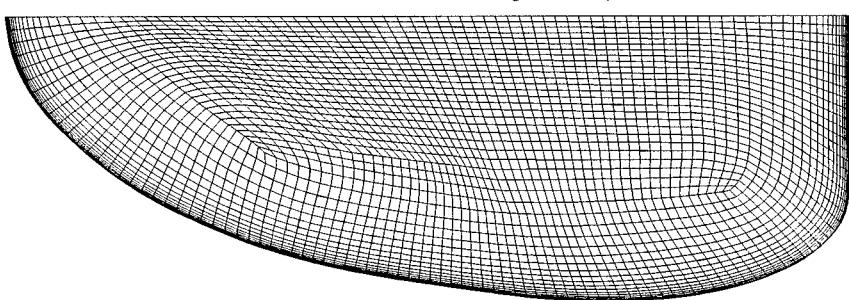


Abb. 5.3: Rechennetz zur Strömungssimulation am Turbinengitter T106-300-4 mit TRACE-S

Abbildungen, Kap. 5

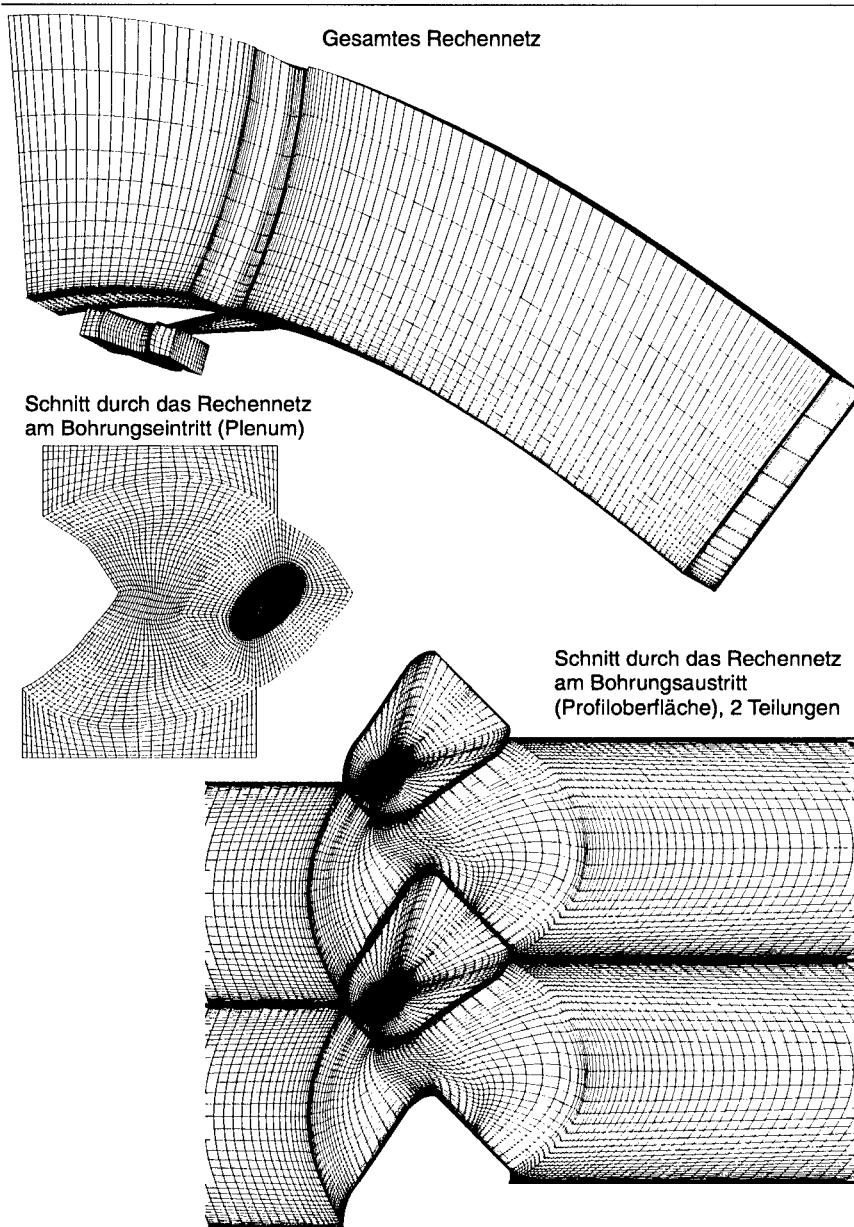
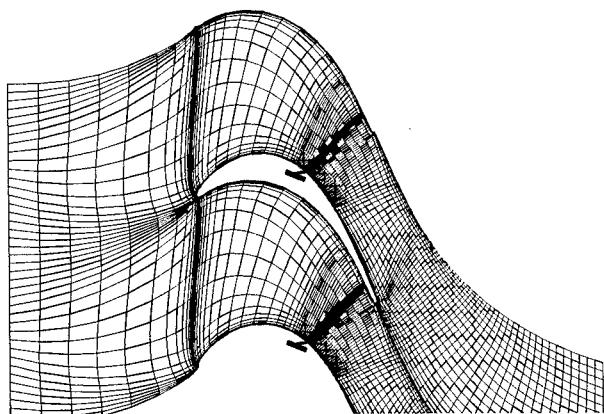


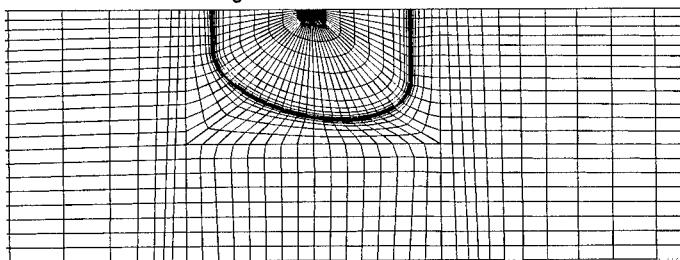
Abb. 5.4: Rechennetz zur Strömungssimulation am Turbinengitter T106-300-5 mit TRACE-S

Abbildungen, Kap. 5

a) Querschnitt durch das gesamte Rechennetz



b) Ausschnitt aus dem Rechennetz auf der Profiloberfläche
des Turbinengitters T106-300-3



c) Ausschnitt aus dem Rechennetz auf der Profil-
oberfläche des Turbinengitters T106-300-5

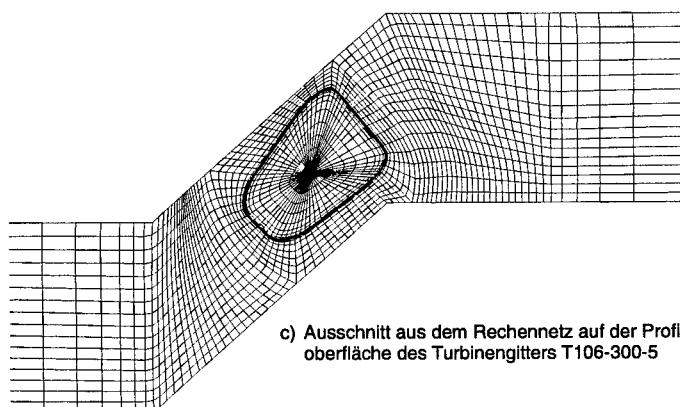
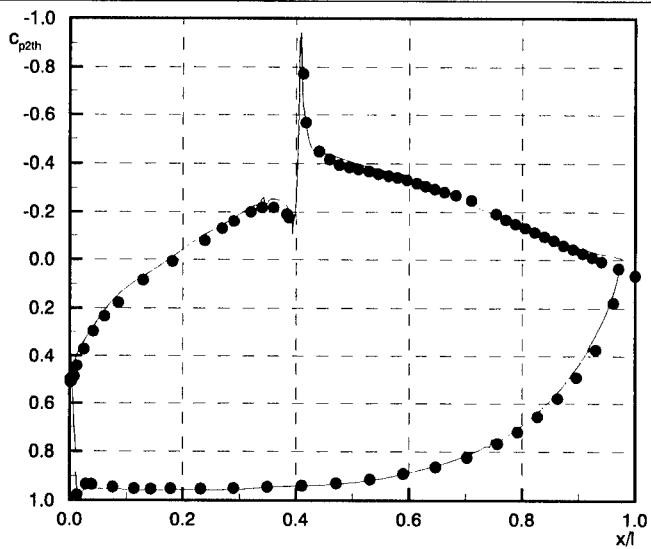
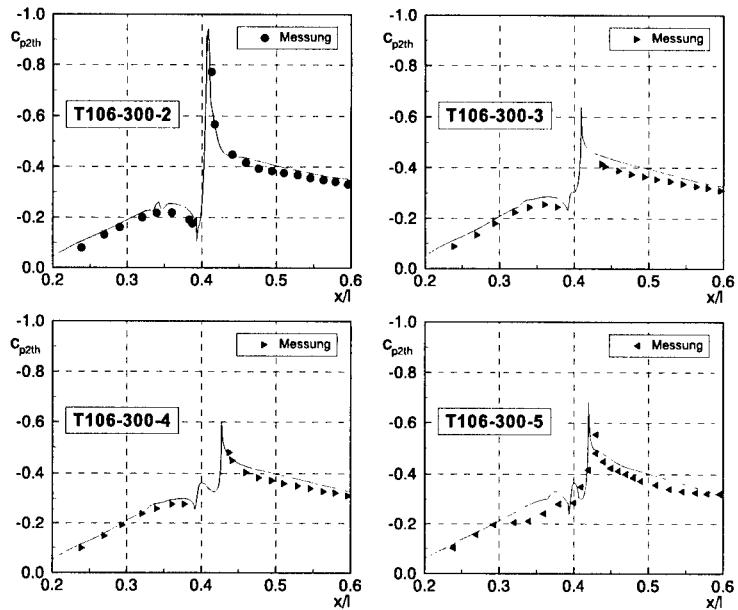


Abb. 5.5: Rechennetze zur Strömungssimulation mit FINE/Turbo an den Turbinengittern
T106-300-3 und T106-300-5

Abbildungen, Kap. 5



a) Verlauf von c_{p2h} über der gesamten Sehnenlänge des Turbinengitters T106-300-2, $M=1.0$



b) Detaillierte Darstellung des Verlaufs von c_{p2h} im Mittelschnitt in Bohrungsnähe, $M=1.0$

Abb. 5.6: Vergleich der gemessenen Profildruckbeiwerte mit Ergebnissen der Rechnungen mit FINE/Turbo im Mittelschnitt der Turbinengitter T106-300-2 bis T106-300-5

Abbildungen, Kap. 5

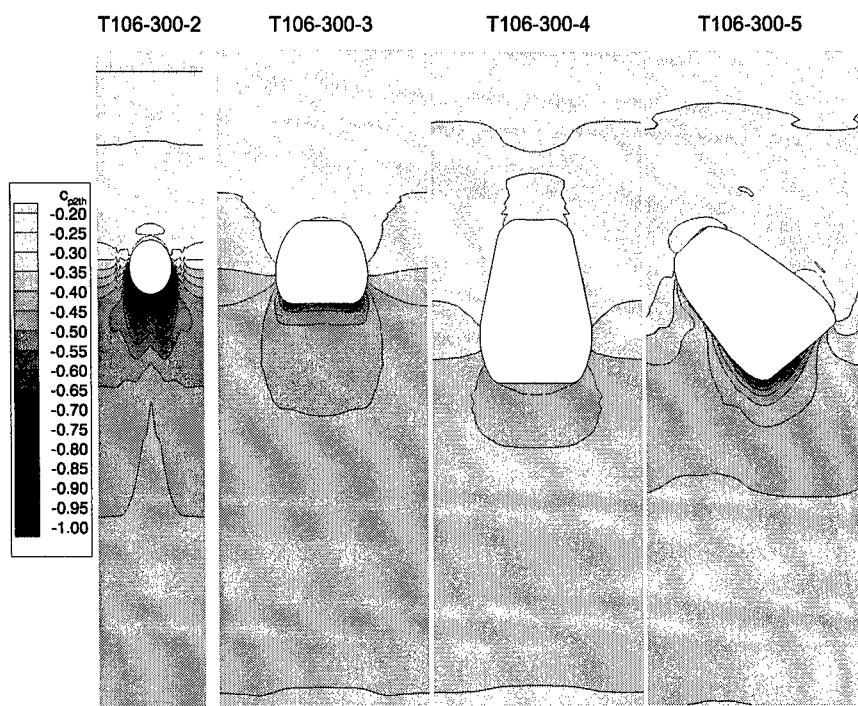


Abb. 5.7: Berechneter Oberflächenverlauf des Profildruckbeiwerts c_{p2th} der Turbinengitter
T106-300-2 bis T106-300-5, CFD-System: FINE/Turbo, $M=1.0$

Abbildungen, Kap. 5

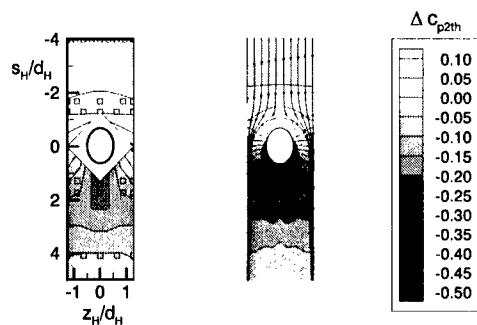


Abb. 5.8: Vergleich von berechneten und gemessenen Differenz-Profildruckbeiwerten des Turbinengitters T106-300-2, CFD-System: TRACE-S, $M=1.0$

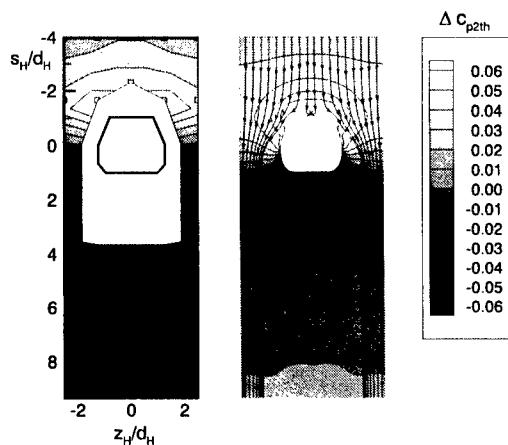


Abb. 5.9: Vergleich von berechneten und gemessenen Differenz-Profildruckbeiwerten des Turbinengitters T106-300-3, CFD-System: TRACE-S, $M=1.0$

Abbildungen, Kap. 5

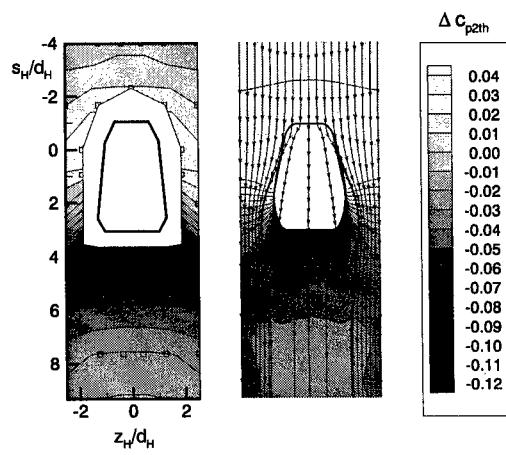


Abb. 5.10: Vergleich von berechneten und gemessenen Differenz-Profildruckbeiwerten des Turbinengitters T106-300-4, CFD-System: TRACE-S, M=1.0

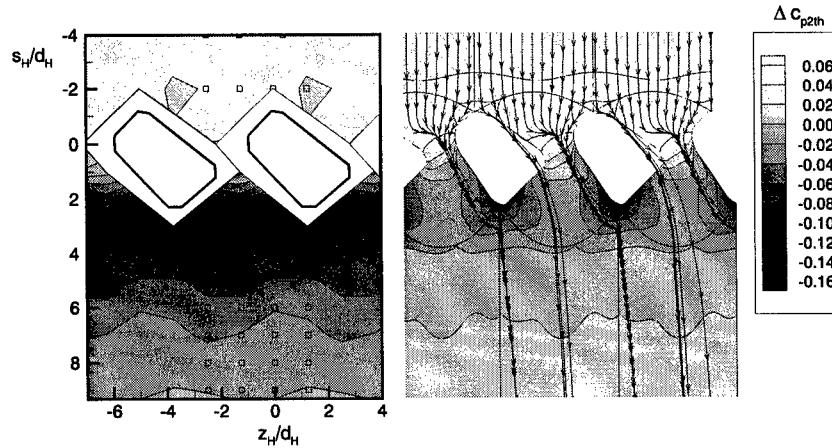
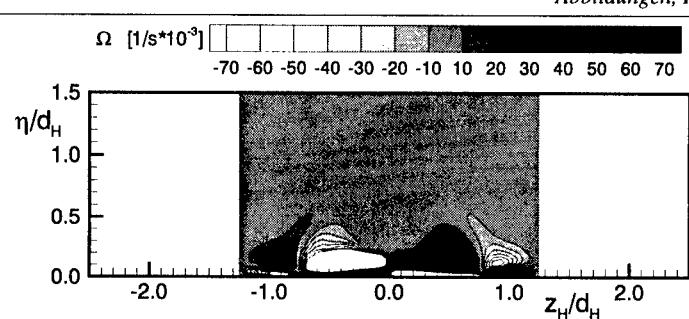


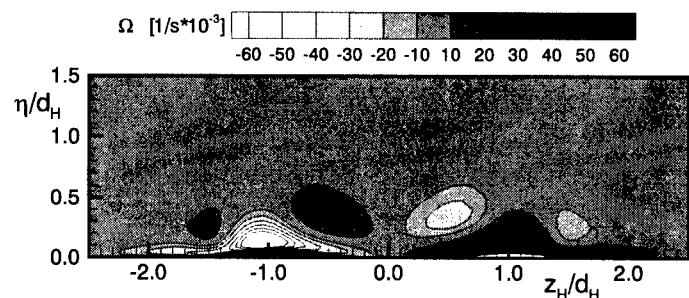
Abb. 5.11: Vergleich von berechneten und gemessenen Differenz-Profildruckbeiwerten des Turbinengitters T106-300-5, CFD-System: TRACE-S, M=1.0

Abbildungen, Kap. 5

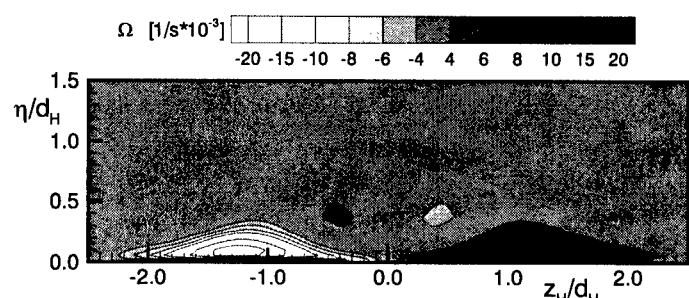
T106-300-2



T106-300-3



T106-300-4



T106-300-5

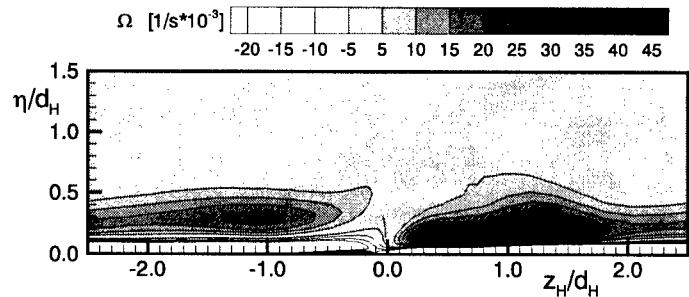
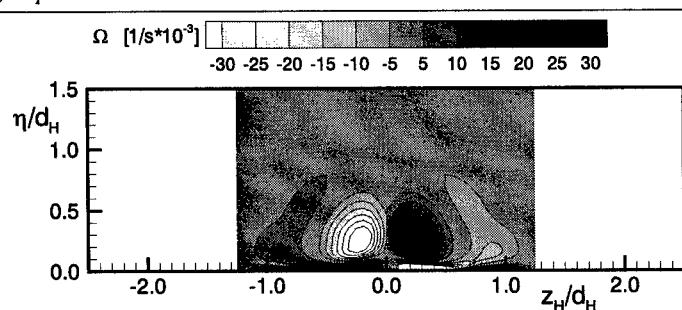


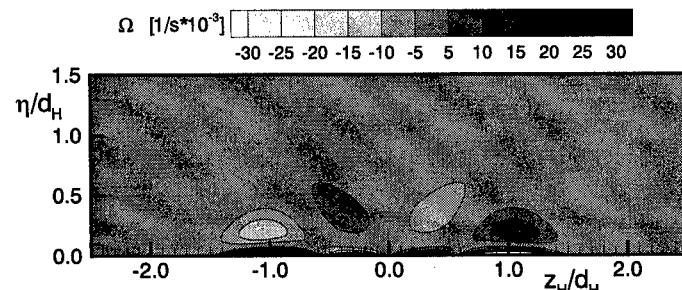
Abb. 5.12: Berechnete Rotationsverteilungen im Mischungsbereich der Turbinengitter
T106-300-2 bis T106-300-5, CFD-System: TRACE-S, $M=1.0$, $s_H^*/d_H=1$

Abbildungen, Kap. 5

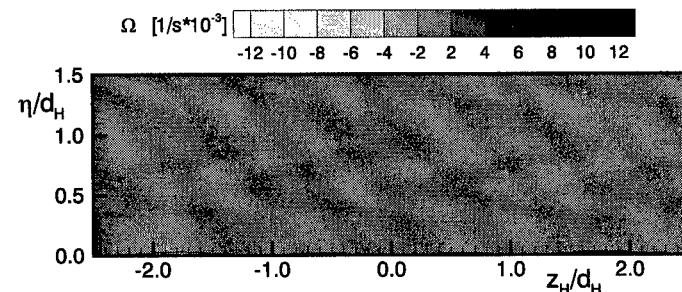
T106-300-2



T106-300-3



T106-300-4



T106-300-5

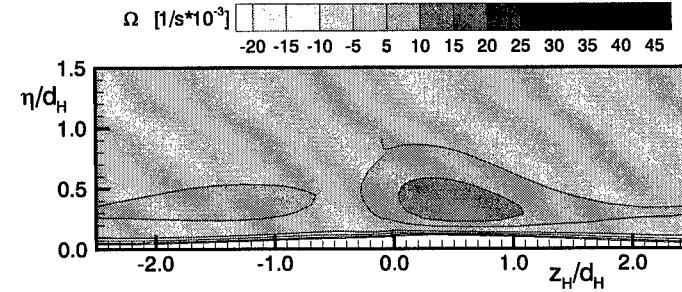


Abb. 5.13: Berechnete Rotationsverteilungen im Mischungsbereich der Turbinengitter
T106-300-2 bis T106-300-5, CFD-System: TRACE-S, $M=1.0$, $s_H^*/d_H=5$

Abbildungen, Kap. 5

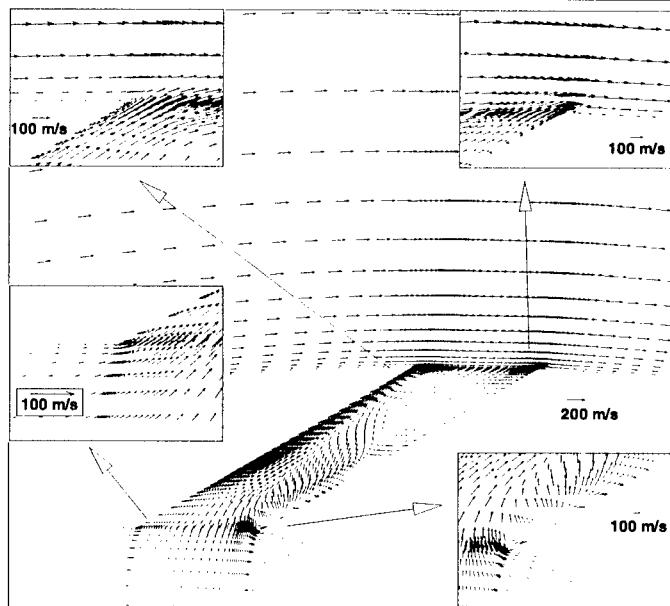


Abb. 5.14: Strömungsvektoren im Bohrungsmittelschnitt des Turbinengitters T106-300-3,
CFD-System: TRACE-S, M=1.0

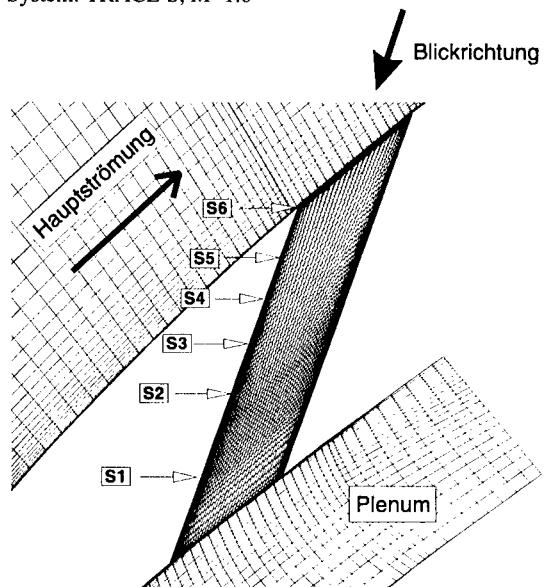


Abb. 5.15: Lage der Schnittebenen S1 bis S6 durch den Bohrungskanal des Turbinengitters
T106-300-3, CFD-System: TRACE-S, M=1.0

Abbildungen, Kap. 5

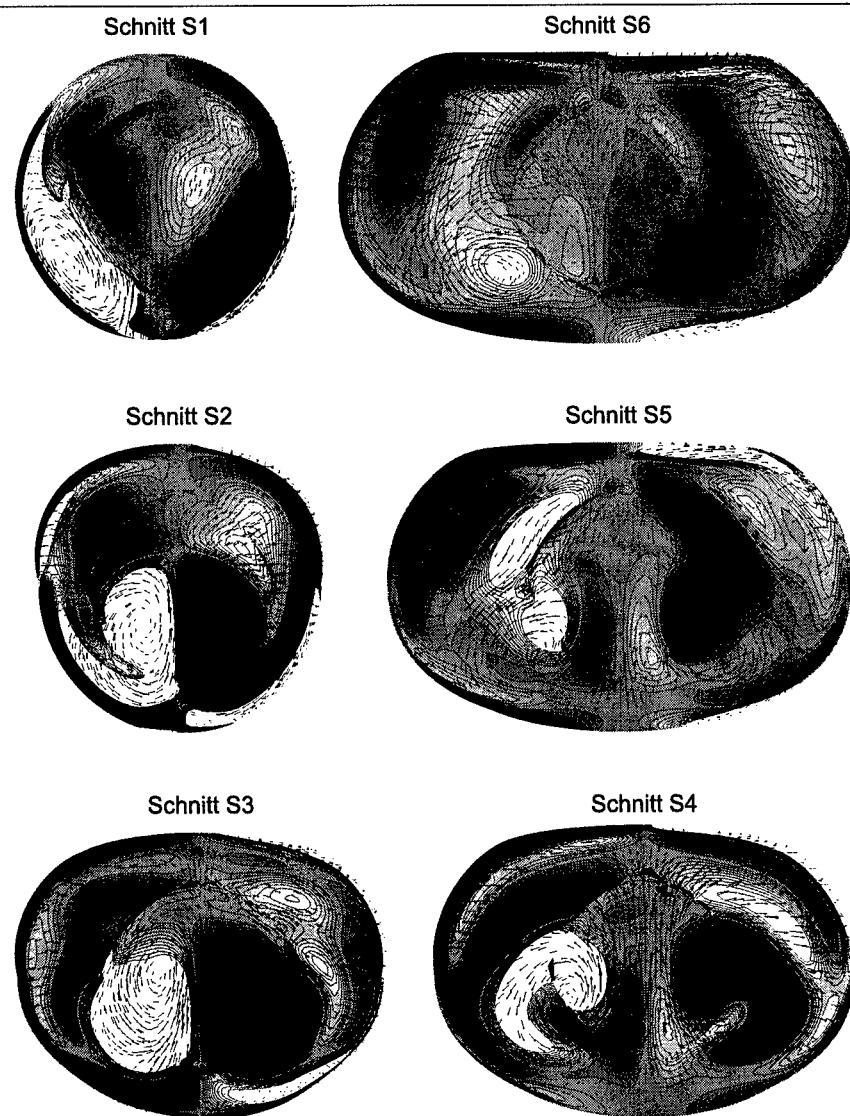


Abb. 5.16: Strömungsvektoren und Rotationsintensität in den Auswertungsschnitten S1 bis S6, T106-300-3, CFD-System: TRACE-S, M=1.0, T106-300-3

Abbildungen, Kap. 5

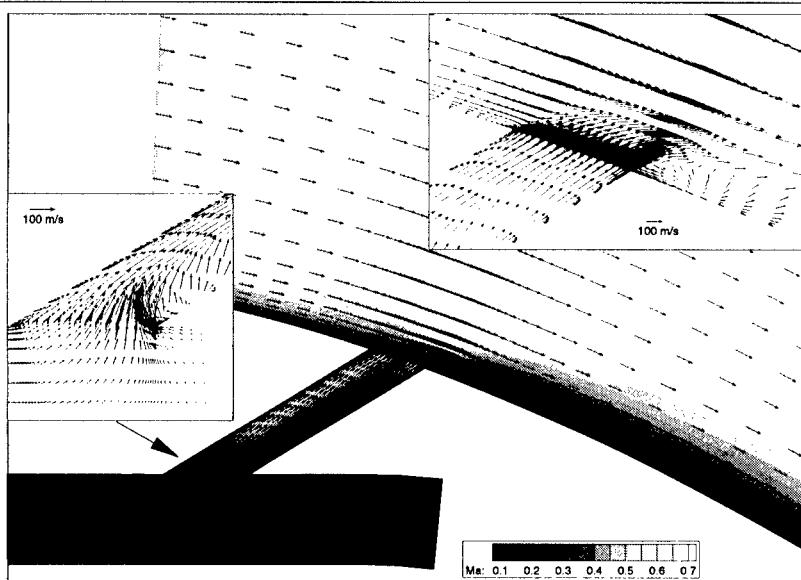


Abb. 5.17a: Strömungsvektoren und Mach-Zahlverteilung im Bohrungsmittelschnitt des Turbinengitters T106-300-2, CFD-System: FINE/Turbo, $M=1.0$

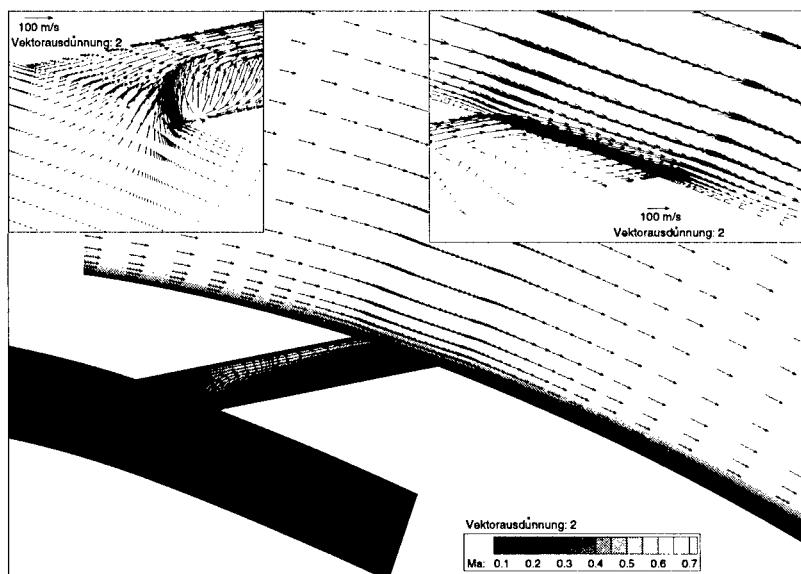


Abb. 5.17b: Strömungsvektoren und Mach-Zahlverteilung im Bohrungsmittelschnitt des Turbinengitters T106-300-3, CFD-System: FINE/Turbo, $M=1.0$

Abbildungen, Kap. 5

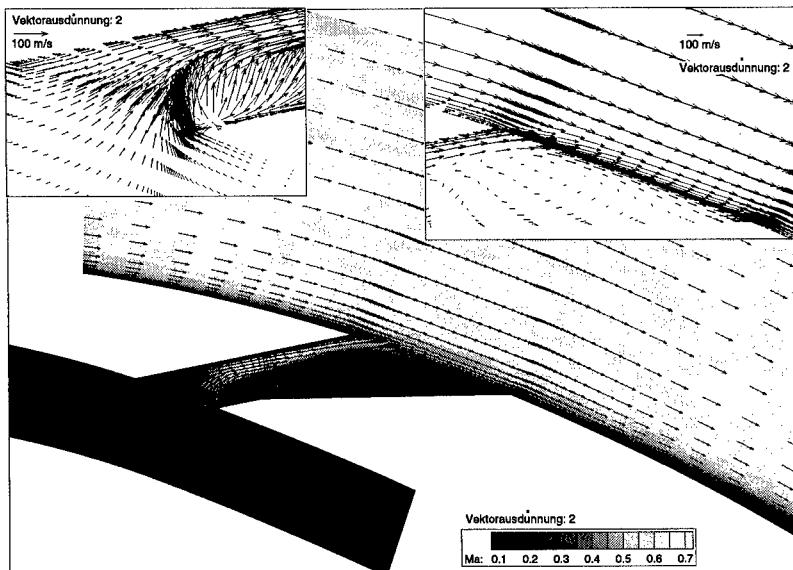


Abb. 5.17c: Strömungsvektoren und Mach-Zahlverteilung im Bohrungsmittelschnitt des Turbinengitters T106-300-4, CFD-System: FINE/Turbo, $M=1.0$

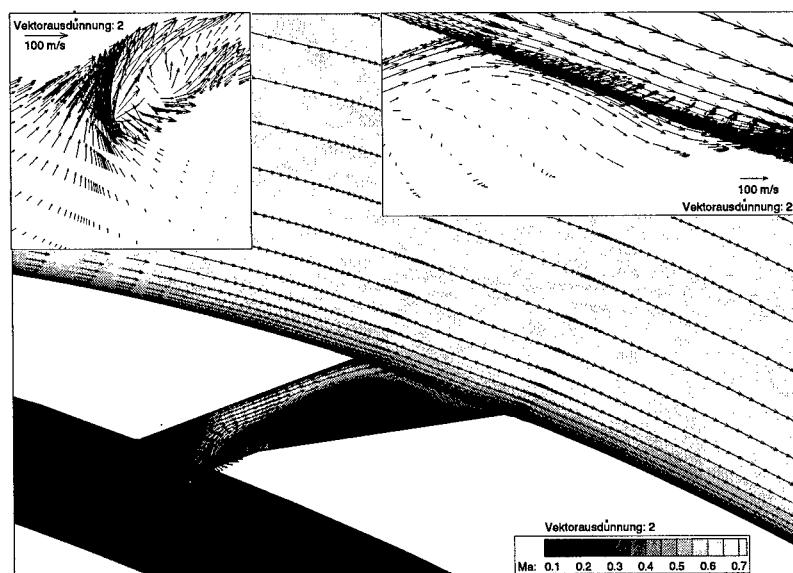


Abb. 5.17d: Strömungsvektoren und Mach-Zahlverteilung im Bohrungsmittelschnitt des Turbinengitters T106-300-5, CFD-System: FINE/Turbo, $M=1.0$

Abbildungen, Kap. 5

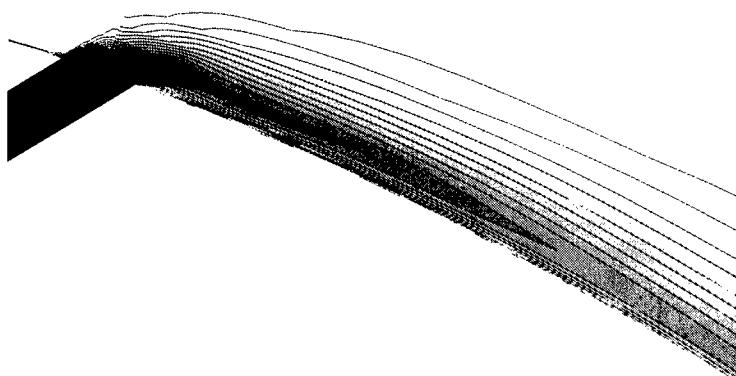
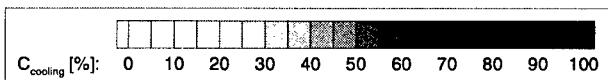


Abb. 5.18a: Konzentrationsverteilung der Kühlluft im Mischungsbereich des Turbinengitters
T106-300-2, CFD-System: FINE/Turbo, M=1.0

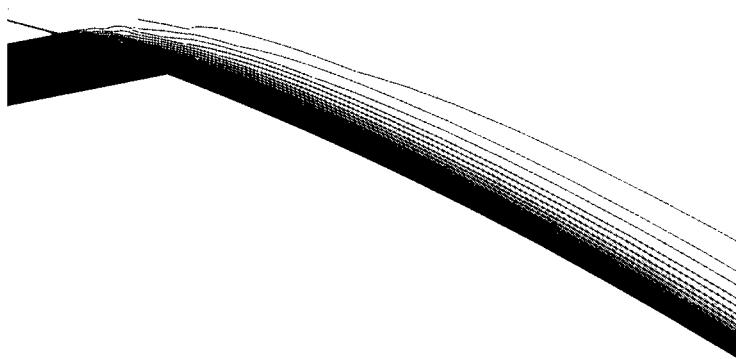
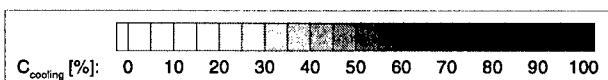


Abb. 5.18b: Konzentrationsverteilung der Kühlluft im Mischungsbereich des Turbinengitters
T106-300-3, CFD-System: FINE/Turbo, M=1.0

Abbildungen, Kap. 5

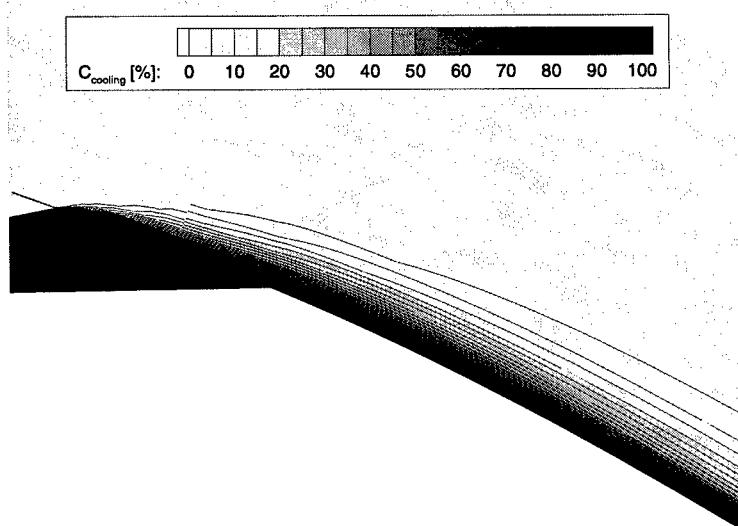


Abb. 5.18c: Konzentrationsverteilung der Kühlluft im Mischungsbereich des Turbinengitters
T106-300-4, CFD-System: FINE/Turbo, M=1.0

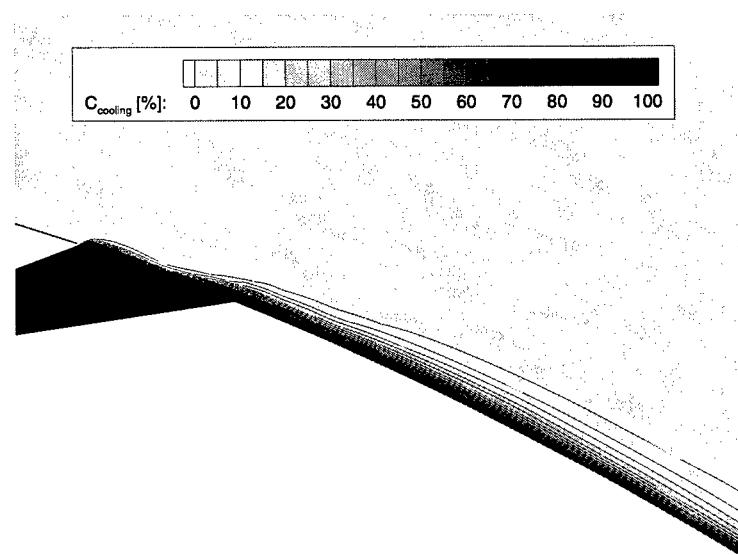


Abb. 5.18d: Konzentrationsverteilung der Kühlluft im Mischungsbereich des Turbinengitters
T106-300-5, CFD-System: FINE/Turbo, M=1.0

Abbildungen, Kap. 5

T106-300-2 T106-300-3 T106-300-4 T106-300-5

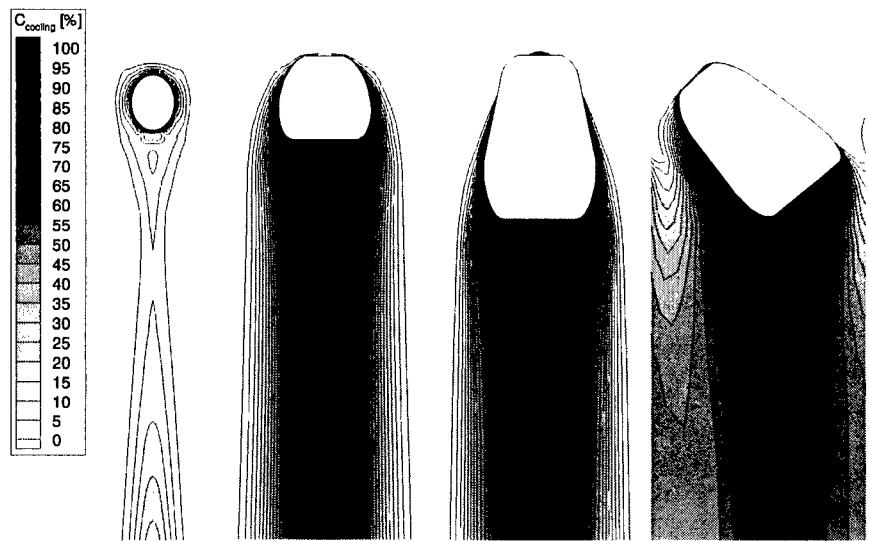


Abb. 5.19: Konzentrationsverteilung der Kühlung auf der Profiloberfläche der Turbinengitter
T106-300-2 bis T106-300-5, CFD-System: FINE/Turbo, $M=1.0$

Abbildungen, Kap. 6

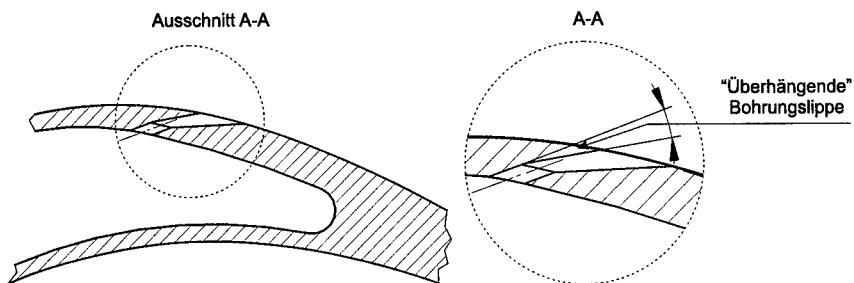
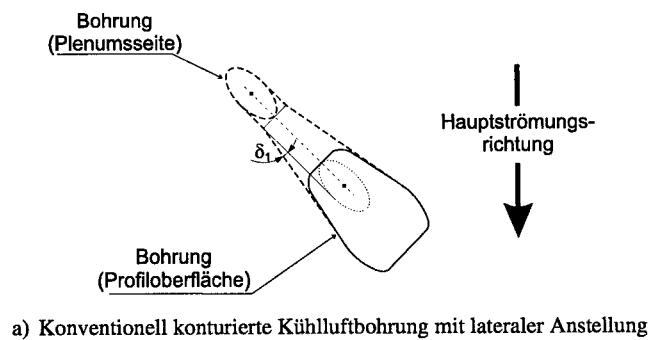
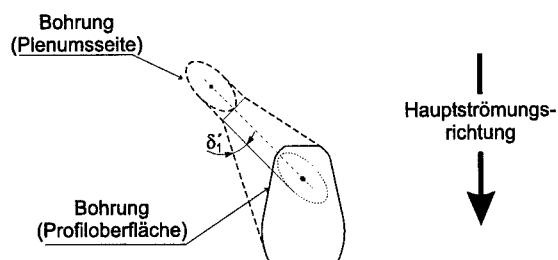


Abb. 6.1: Konturierte Bohrung mit Fan-Shape und Laid-Back und „überhängender“ Bohrungsslippe zur Reduzierung des Jetting-Effekts



a) Konventionell konturierte Kühlluftbohrung mit lateraler Anstellung



b) Konturierte Kühlluftbohrung mit lateraler Anstellung und in Hauptströmung gedrehter Austrittsfläche

Abb. 6.2: Gestaltungsmöglichkeiten von lateral angestellten, konturierten Filmkühlungsbohrungen

Abbildungen, Kap. 6

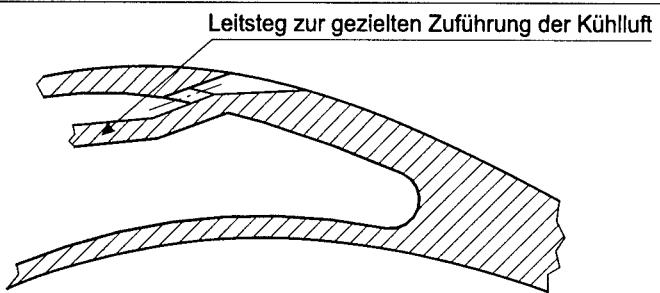


Abb. 6.3: Leitsteg im Schaufelinnenraum zur gezielten Zuführung der Kühlung aus dem Plenumsbereich stromauf der Bohrung

Lebenslauf

Lebenslauf

Name: Wolfgang Jürgen Ganzert

Geburtsdatum: 23. November 1967

Geburtsort: Kronstadt

Staatsangehörigkeit: deutsch

Ausbildung und Wehrdienst

1974-1982 Allgemeinschule Kronstadt

1982 Gymnasium „Johannes Honterus“ in Kronstadt

1983-1987 Gymnasium „Dominikus Zimmermann“ in Landsberg/Lech

1988-1994 Studium der Luft- und Raumfahrttechnik an der Technischen Universität München

Berufstätigkeit und Wehrdienst

1987-1988 Wehrdienst

1994-1999 Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Strahltriebwerke der Universität der Bundeswehr München

seit Januar 2000 Entwicklungsingenieur bei der Firma Fairchild Dornier, Oberpfaffenhofen